

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Simulační model vybraného automobilu

Simulation Model of Vehicle

Student:

Michael Palarčík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Richtář, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Michael Palarčík**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2301R003 Dopravní technika a technologie**
Téma: **Simulační model vybraného automobilu**
Simulation Model of Vehicle
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je vytvořit základní výpočetní model hnacího ústrojí vozidla a provést úvodní kalibraci.

Postup řešení:

1. Úvod.
2. Teoretický rozbor problému.
3. Popis vozidlových komponent.
4. Tvorba simulačního modelu.
5. Zhodnocení a doporučení.
6. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7.
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7.
Svoboda, J. Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT v Praze, 2000, ISBN 80-01-01613-7.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



prof. Ing. Aleš Sliva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské*) práce bude uložen u vedoucího práce, s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.



.....

Podpis autora práce

Anotace

Palarčík, M. Simulační model vybraného vozidla: bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2020
Vedoucí: Richtář M.

Bakalářská práce se zabývá vytvořením základního simulačního modelu hnacího ústrojí vozidla a jeho úvodní kalibrací. Teoretická část popisuje pohybovou rovnici vozidla, odpory působící na vozidlo a některé vybrané charakteristiky konstrukčních prvků. V praktické části je vytvořen výpočtový model a charakteristiky dynamiky vozidla.

Klíčová slova: Pohybová rovnice vozidla, Vozidlové komponenty, Dynamika vozidla

Annotation

Palarčík, M. Simulation Model of Vehicle: Bachelor Thesis. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2020
Thesis head: Richtář M.

This Bachelor Thesis deals with creating a basic simulation model of powetrain of selected vehicle and its entry calibration. Theoretical part describes the motion equation of the vehicle, the resistors acting on the vehicle and some selected characteristic of the structural elements. In practical part computing model and characteristics of vehicle dynamics are created.

Key words: Vehicle motion equation, Vehicle components, Vehicle dynamics

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	7
Seznam obrázků, tabulek a grafů	9
Úvod	11
1. Teoretický rozbor problému	12
1.1 Pohybová rovnice silničního vozidla	12
1.2 Hnací síla na kole silničního vozidla	17
1.3 Charakteristiky vybraných celků vozidla	17
2. Popis vozidlových komponent	20
2.1 Vozidlové komponenty	20
2.1.1 Spalovací motor	20
2.1.2 Integrovaný startér-generátor (ISG)	21
2.1.3 Spojka	22
2.1.4 Převodovka	22
2.1.5 Hřídele	23
2.1.6 Diferenciál	23
2.1.7 Akumulátor	24
2.1.8 Karoserie	24
2.1.9 Pneumatiky	25
2.2 Specifikace vybraného vozidla	26
2.2.1 Vstupní data pro výpočty dynamiky silničního vozidla	27
3. Tvorba simulačního modelu	31
3.1 Výpočet hnací síly na kolech	31
3.2 Výpočet rychlosti vozidla	32
3.3 Výpočet odporu vzduchu	33
3.4 Výpočet měrné hnací síly	34
3.5 Výpočet odporu valení	36
3.6 Výpočet zrychlení vozidla	38
3.7 Časový průběh rychlosti vozidla	39
3.8 Doběh vozidla	41
3.9 Časová charakteristika dráhy	45
4. Zhodnocení a doporučení	47
5. Závěr	48
Poděkování	49
Seznam použitých zdrojů	50
Seznam příloh	52

Seznam použitých symbolů a zkratek

F_x – Tažná síla v ose X [N]

O_i – Jednotlivé jízdní odpory vozidla [N]

ω – Úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

O_f – Odpor valení [N]

r_d – Dynamický poloměr kola [m]

F_z – Tíhová síla vozidla [N]

F_{zk} – Reakce na kole [N]

e – Rameno valení [m]

α – Úhel stoupání vozidla [$^\circ$]

f – Součinitel valení [-]

G_v – Tíha vozidla [N]

O_s – Odpor sklonu [N]

s – Sklon vozovky [%]

c_x – Součinitel vzdušného odporu [-]

S_x – Čelní plocha vozidla [m^2]

v_r – Náporová rychlost vzduchu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

O_a – Odpor zrychlení [N]

O_{pos} – Odpor posuvných hmot [N]

O_{rot} – Odpor rotačních hmot [N]

m_v – Hmotnost vozidla [kg]

a – Zrychlení působící na vozidlo [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

δ – Součinitel vlivu rotačních hmot [-]

O_{fPV} – Odpor valení přípojného vozidla [N]

O_{sPV} – Odpor sklonu přípojného vozidla [N]

O_{vzPV} – Odpor vzdušný přípojného vozidla [N]

O_{aPV} – Odpor ze zrychlení přípojného vozidla [N]

O_{vz} – Odpor vzduchu [N]
 F_k – Síla na kole [N]
 M_k – Kroutící moment na kole silničního vozidla [Nm]
 M_{sm} – Kroutící moment spalovacího motoru [Nm]
 $i_{pú}$ – Celkový převodový poměr převodového ústrojí [-]
 $\eta_{pú}$ – Účinnost převodového ústrojí [-]
 r – Poloměr kola [m]
 i_c – Celkový převodový poměr při zařazeném k-tém stupni [-]
 i_k – Převodový poměr k-tého převodu [-]
 i_r – Převodový poměr rozvodovky [-]
 i_{pp} – Převodový poměr přídatné převodovky [-]
 η_c – Celková účinnost převodovky [-]
 η_i – Účinnost i-té části převodovky [-]
 n – Otáčky motoru [min^{-1}]
 P_t – výkon motoru [kW]
 h_p – výška pneumatiky [mm]
 h_c – celková výška pneumatiky [mm]
 d_d – průměr disku kola [mm]
 d_{dp} – průměr disku kola v palcích [“]
 V – rychlost vozidla [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]
 p – měrná hnací síla [-]
 I_k – moment setrvačnosti kola [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

Seznam obrázků, tabulek a grafů

Obrázek 1 Souřadný systém vozidla [1]

Obrázek 2 Silové poměry působící při deformaci pláště pneumatiky

Obrázek 3 Rozklad sil působících na vozidlo při pohybu do stoupání

Obrázek 4 Čelní plocha silničního vozidla

Obrázek 5 Otáčková charakteristika motoru [14]

Obrázek 6 Pilový diagram vozidla – geometrický a progresivní [15]

Obrázek 7 Spalovací motor Audi [2]

Obrázek 8 Řez ISG [17]

Obrázek 9 Třecí kotoučová spojka [3]

Obrázek 10 Řez manuální převodovkou [4]

Obrázek 11 Hnací hřídele s homokinetickými klouby [5]

Obrázek 12 Samosvorný diferenciál (LSD) [7]

Obrázek 13 Samonosná karoserie vozidla BMW [8]

Obrázek 14 Zimní pneumatiky Pirelli [10]

Obrázek 15 Vybrané vozidlo Hyundai Tucson [19]

Obrázek 16 Schéma pohonného ústrojí s Mild Hybrid technologií [22]

Tabulka 1 Hodnoty momentové a výkonové charakteristiky

Tabulka 2 Převodové poměry k-tého stupně převodovky

Tabulka 3 Celkové převodové poměry

Tabulka 4 Součinitele rotačních hmot pro jednotlivé převodové stupně

Tabulka 5 Hnací síla na kolech pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Tabulka 6 Rychlosti vozidla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Tabulka 7 Rychlost vozidla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Tabulka 8 Odpory vzduchu dle jednotlivých rychlostí

Tabulka 9 Měrná hnací síla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Tabulka 10 Odpory vzduchu a valení pro rychlosti 0 – 250 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$

Tabulka 11 Zrychlení vozidla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Tabulka 12 Převrácená hodnota zrychlení pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Tabulka 13 Výpočet časové charakteristiky rychlosti pro 1. rychlostní stupeň

Tabulka 14 Výpočet doběhu vozidla

Tabulka 15 Výpočet výchozí hodnoty $1/a$ po přeřazení na 2. převodový stupeň

Tabulka 16 Výpočet časové charakteristiky rychlosti pro 2. rychlostní stupeň

Tabulka 17 Výpočet charakteristiky dráhy na čase

Tabulka 18 Vliv doby řazení na dobu zrychlení

Graf 1 Výkonová charakteristika motoru 2.0 CRDi

Graf 2 Momentová charakteristika motoru 2.0 CRDi

Graf 3 Charakteristika měrné hnací síly vozidla

Graf 4 Kinematická charakteristika

Graf 5 Rychlostní charakteristika vozidla

Graf 6 Charakteristika zrychlení

Graf 7 Časová charakteristika zrychlení pro 1. rychlostní stupeň

Graf 8 Charakteristika doběhu vozidla

Graf 9 Časová charakteristika rychlosti

Graf 10 Časová charakteristika dráhy

Úvod

Automobily, potažmo silniční vozidla, jsou nedílnou součástí životů většiny populace. Od konce 18.století, kdy spatřily světlo světa první koncepty automobilů, až po současnost, prošly automobily značnou evolucí a spolu s vývojem a zdokonalováním technologií použitých k jejich výrobě a navrhování je dnes k dispozici nespočet koncepcí, typů a druhů silničních vozidel lišících se v technických parametrech, dynamice, využitelnosti, specializaci atd. Navzdory těmto rozdílům mají však silniční vozidla ve většině případů stejnou koncepci pohonného ústrojí, na jejímž počátku je spalovací motor, který posílá kroutící moment do převodovky, odkud je dál přes kloubové hřídele přenášen do diferenciálu a po té pomocí poloos přenášen na kola.

V bakalářské práci se budu zabývat vytvořením základního výpočetního modelu pohonného ústrojí vybraného silničního vozidla, kterým je Hyundai Tucson 48 V Mild Hybrid. Vozidlo disponuje částečně hybridním systémem za účelem snížení spotřeby paliva a tvorby emise, což je v dnešní době velmi aktuální téma napříč celým automobilovým průmyslem.

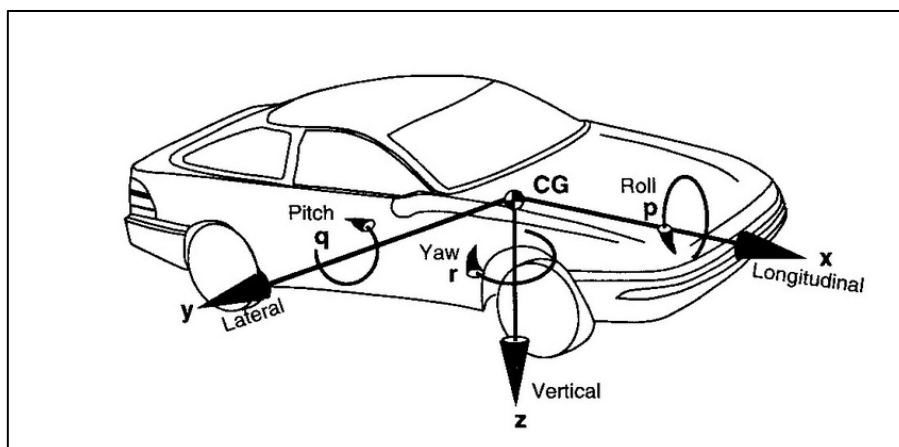
Teoretická část práce se bude zabývat pohybovou rovnicí silničního vozidla a charakteristikami vybraných celků vozidla. Následovat bude bližší specifikace vybraného vozidla a popis vozidlových komponent, jejichž funkci je dobré znát k pochopení problematiky dynamiky vozidla. V praktické části bude za pomoci tabulkového procesoru vytvořen výpočetní model, jehož výstupy budou charakteristiky dynamiky vybraného vozidla. Poslední část bude obsahovat zhodnocení a doporučení pro případné další použití vytvořeného výpočetního modelu.

Během práce na této bakalářské práci se vyskytly mimořádné okolnosti, které znemožnily použití softwaru zamýšleného pro vytvoření modelu, jako alternativa softwaru byl zvolen tabulkový procesor Microsoft Excel. Dále byla situací znemožněna přímá práce s vybraným vozidlem, tj. sběr dat a měření provozních veličin vybraného vozidla, které by byly následně použity ať už k tvorbě samotného modelu, tak k jeho následné validaci. V práci jsem použil data volně dostupná, zejména v online podobě, data dopočtená na základě teoretických znalostí a data zvolená odborným odhadem. Práce byla tedy přizpůsobena podmínkám mimořádné situace.

1. Teoretický rozbor problému

1.1 Pohybová rovnice silničního vozidla

Při posuzování sil působících na vozidlo je nutné nejdříve stanovit souřadný systém. Ten je tvořen osami x, y, z. Pohyb vozidla v ose x je definován jako jízda v přímém směru a popisuje tažnou sílu i odpory působící na vozidlo. Osa y popisuje síly, které působí na vozidlo v příčném směru. Osa z popisuje síly působící na vozidlo ve svislé ose.



Obrázek 1 Souřadný systém vozidla [1]

Ve směru pohybu vozidla (osa x) vytvoříme při posouzení sil působících na vozidlo rovnici rovnováhy. Ta se skládá z hnací síly a jednotlivých odporů, které působí na silniční vozidlo při jeho pohybu.

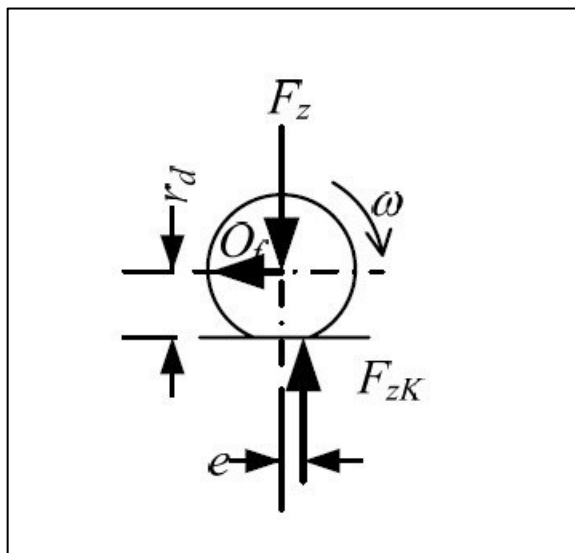
$$F_x = \sum_i O_i \text{ [N]} \quad (1.1)$$

O_i – jednotlivé jízdní odpory vozidla [N]

Odpor valení

Odpor valení vzniká díky deformaci pneumatiky při styku pneumatiky s vozovkou. V důsledku styku kola s vozovkou dochází ke stlačování pneumatiky. Silové poměry působící při deformaci pláště silničního vozidla popisuje následující obrázek. Kolo se odvaluje úhlovou rychlostí ω , proti směru pohybu kola působí odporová síla O_f

ve vzdálenosti od vozovky r_d . Tíhová síla vozidla F_z vyvolává na kole reakci F_{zK} ta však nepůsobí ve stejné ose, ale v důsledku odporu valení je posunutá o rameno valení e . Z rovnováhy momentů můžeme tedy vyjádřit odpor valení. [9]



Obrázek 2 Sílové poměry působící při deformaci pláště pneumatiky

$$F_z * e = O_f * r_d \quad (1.2)$$

$$O_f = F_z * \frac{e}{r_d} [N] \quad (1.3)$$

$$F_z = G_v * \cos(\alpha) [N] \quad (1.4)$$

$$O_f = G_v * \cos(\alpha) * \frac{e}{r_d} = G_v * \cos(\alpha) * f [N] \quad (1.5)$$

G_v – Tíha vozidla [N]

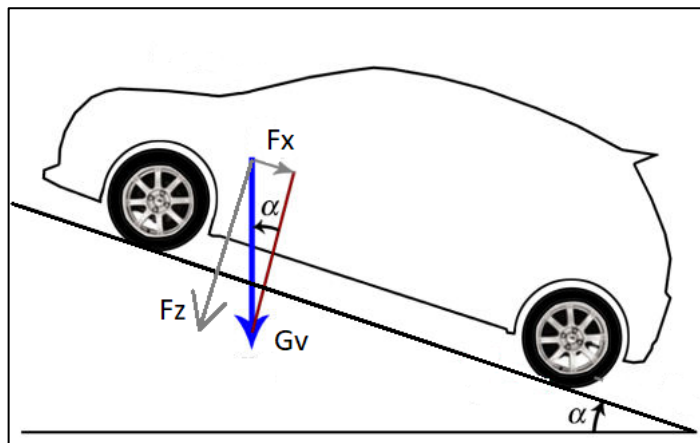
f – Součinitel valení [-]

α – Úhel stoupání vozidla [°]

r_d – Dynamický poloměr kola [m]

Odpor sklonu

Pro stanovení odporu sklonu aplikujeme teorii o silovém působení na těleso na nakloněné rovině. Tíhovou sílu působící na podložku rozložíme na složky působící v ose pohybu vozidla (osa x) a na síly působící ve svislé ose vozidla (osa z). Pro výpočet odporu sklonu musíme znát složku síly F_x .



Obrázek 3 Rozklad sil působících na vozidlo při pohybu do stoupání

$$F_x = G_v * \sin(\alpha) \text{ [N]} \quad (1.6)$$

V praxi se převýšení vozovky udává ve veličině nazvané sklon, to je údaj o převýšení vozovky v centimetrech na metr délky vozovky. Jednotkou je procento. Pokud je úhel dostatečně malý, můžeme hodnoty $\sin(\alpha)$ a $\cos(\alpha)$ považovat za stejné. V tomto případě můžeme tedy odpor ze sklonu vypočítat jako

$$O_s = G_v * s * 10^{-2} \text{ [N]} \quad (1.7)$$

s – Sklon vozovky [%]

Pokud jsou hodnoty sklonu vyšší, musíme přepočítat hodnotu sklonu na úhel sklonu vozovky. [9]

$$O_s = G_v * \sin(\alpha) = G_v * \sin \left[\arctan \left(\frac{s}{100} \right) \right] \text{ [N]} \quad (1.8)$$

Odpor vzduchu

Prostředí, ve kterém se silniční vozidlo pohybuje, vyvolává rozdílem tlaků před a za vozidlem vzdušný odpor, jeho velikost kvadraticky závisí na náporové rychlosti proudění vzduchu kolem vozidla v_r a čelní ploše S_x , experimentálně zjištěném součiniteli vzdušného odporu c_x a měrné hmotnosti vzduchu, kterou může ovlivnit například jeho teplota nebo přítomnost srážek. [12]

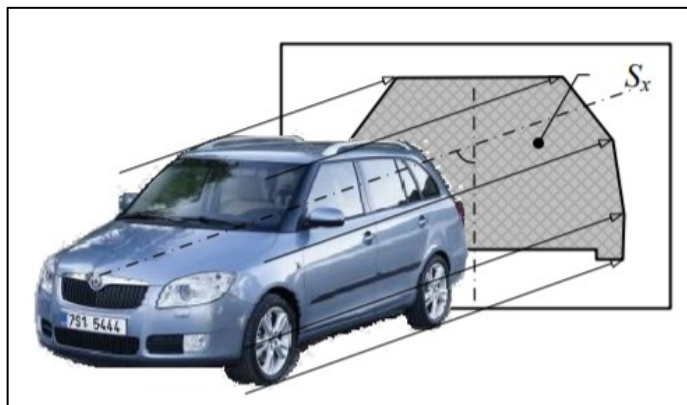
$$O_{vz} = 0,05 * c_x * S_x * v_r^2 \text{ [N]} \quad (1.9)$$

c_x – Součinitel vzdušného odporu [-]

S_x – Čelní plocha vozidla [m^2]

v_r – Náporová rychlost vzduchu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Stanovení součinitele odporu vzduchu probíhá buďto měřením zmenšených modelů nebo měřením skutečného automobilu v aerodynamickém tunelu. Využíváme také numerické výpočty, kvůli ušetření nákladů na měření. [11]



Obrázek 42 Čelní plocha silničního vozidla

Odpor zrychlení

Skládá se z odporu posuvných hmot a rotačních hmot. Odpor posuvných hmot je součin hmotnosti vozidla a jeho zrychlení. Odpor rotačních hmot vzniká u rotačních částí v pohonném ústrojí vozidla. [9]

$$O_a = O_{pos} + O_{rot} [N] \quad (1.10)$$

$$O_{pos} = m_v * a [N] \quad (1.11)$$

m_v – Hmotnost vozidla [kg]

a – Zrychlení působící na vozidlo [$m \cdot s^{-2}$]

Vliv rotujících hmot vyjádříme součinitelem δ , který popisuje vliv momentů setrvačnosti pohonného ústrojí na výsledný odpor. [9]

$$O_a = O_{pos} + O_{rot} = m_v * a * \delta [N] \quad (1.12)$$

δ – součinitel vlivu rotačních hmot [-]

Odpor tažených vozidel

V případě, kdy je za silničním vozidlem taženo přípojné vozidlo, působí proti jeho pohybu také odpor tohoto přípojného vozidla. Na tažené vozidlo působí podobné odpory jako na silniční vozidlo. [9]

$$O_T = O_{fPV} + O_{sPV} + O_{vzPV} + O_a [N] \quad (1.13)$$

O_{fPV} – Odpor valení přípojného vozidla [N]

O_{sPV} – Odpor sklonu přípojného vozidla [N]

O_{vzPV} – Odpor vzdušný přípojného vozidla [N]

O_{aPV} – Odpor ze zrychlení přípojného vozidla [N]

Rovnice pohybu silničního vozidla

Když vyjádřené odpory dosadíme do rovnice 1.1, získáme základní pohybovou rovnici silničního vozidla. [9]

$$F_k = O_f + O_s + O_{vz} + O_a \quad (1.14)$$

$$F_k = G_v * \cos(\alpha) * f + G_v * \sin(\alpha) + c_x * S_x * \frac{v^2}{2} * \rho + m_v * a * \delta [N] \quad (1.15)$$

1.2 Hnací síla na kole silničního vozidla

Základní charakteristikou pro výpočet hnací síly na kole, je kroutící moment spalovacího motoru. Dále je pak nutné znát převodové poměry pro jednotlivé stupně a účinnost převodovky. Pro pohyb silničního vozidla je nutné převést kroutící moment ze spalovacího motoru přes řetězec převodového ústrojí na kola. [9]

$$M_k = M_{sm} * i_{pú} * \eta_{pú} [Nm] \quad (1.16)$$

M_k – Kroutící moment na kole silničního vozidla [Nm]

M_{sm} – Kroutící moment spalovacího motoru [Nm]

$i_{pú}$ – Celkový převodový poměr převodového ústrojí [-]

$\eta_{pú}$ – Účinnost převodového ústrojí [%]

Pokud známe kroutící moment na kole, můžeme vypočítat hnací sílu na kole silničního vozidla.

$$F_k = \frac{M_k}{r} = \frac{M_{sm} * i_{pú} * \eta_{pú}}{r} [N] \quad (1.17)$$

r – Poloměr kola [m]

1.3 Charakteristiky vybraných celků vozidla

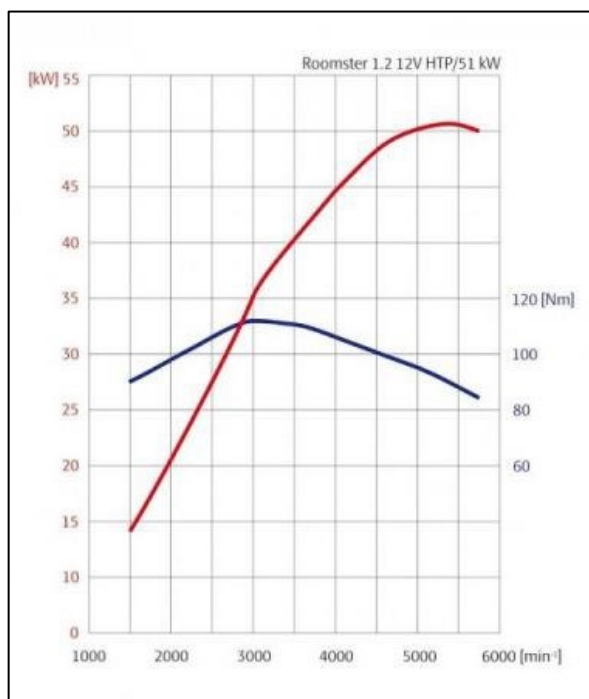
Pro výpočet dynamiky silničního vozidla je důležité znát charakteristiky jeho některých funkčních celků, jako je spalovací motor nebo převodové ústrojí.

Charakteristiky spalovacího motoru

Charakteristikami pístového spalovacího motoru rozumíme grafická znázornění vzájemných závislostí vybraných provozních veličin motoru v soustavě pravoúhlých souřadnic.

Otáčková charakteristika

Otáčkové charakteristiky znázorňují závislost kroutícího momentu motoru a užitečného výkonu, měrné spotřeby paliva nebo hodinové spotřeby paliva a jiných parametrů na otáčkách klikového hřídele motoru. [13]



Obrázek 5 Otáčková charakteristika motoru [14]

Zatěžovací charakteristika

Vyjadřuje závislost parametrů důležitých provozních veličin jako je například efektivní účinnost, měrná efektivní spotřeba nebo celková spotřeba paliva na zatížení spalovacího motoru vyjádřeného kroutícím momentem, efektivním výkonem nebo středním efektivním tlakem při konstantních otáčkách. [13]

Úplná charakteristika

Úplná charakteristika motoru je formou diagramu, jenž zobrazuje závislost jedné veličiny na dvou základních veličinách vynesných na osy souřadnic, sestavuje se z otáčkové a zatěžovací charakteristiky. [13]

Charakteristika převodových ústrojí

Celkový převodový poměr

Základní charakteristikou, která se vyskytuje u převodových ústrojí, je celkový převodový poměr. Ten je charakterizován převodovým poměrem zařazeného rychlostního stupně, převodovým poměrem rozvodovky a v některých případech také převodovým poměrem přídatné převodovky. [9]

$$i_c = i_k * i_r * i_{pp} \quad (1.18)$$

i_c – Celkový převodový poměr při zařazeném k-tém stupni [-]

i_k – Převodový poměr k-tého převodu [-]

i_r – Převodový poměr rozvodovky [-]

i_{pp} – Převodový poměr přídatné převodovky [-]

Účinnost převodovky

Účinnost převodovky je charakteristika dána samotnou konstrukcí mechanické převodovky. Ztráty v mechanických převodovkách vznikají primárně v záběru párů ozubených kol, vznikají ale i v ložiskách, těsnění a mazáním. Účinnost převodovky se určuje experimentálně, používáme při tom tzv. součinitel ztrát. Samotné stanovení tohoto součinitele probíhá tak, že určujeme ztráty jednotlivých konstrukčních částí převodovky a ty poté mezi sebou násobíme. [9]

$$\eta_c = \prod_{i=1}^{i=n} \eta_i \quad (1.20)$$

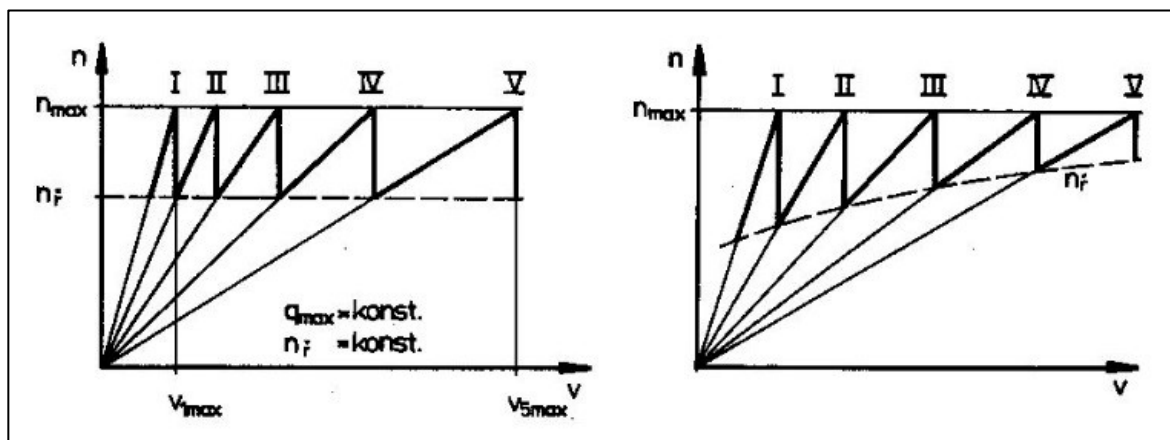
η_c – Celková účinnost převodovky [-]

η_i – Účinnost i-té části převodovky [-]

Kinematická charakteristika vozidla (pilový diagram)

Pilový diagram je jednou z nejdůležitějších charakteristik převodovky. Popisuje závislost otáček motoru, na rychlosti vozidla, při každém zařazeném rychlostním stupni. Lze z něj určit minimální a maximální rychlost vozidla na daný převodový poměr. Pilový diagram

může být geometrický, kdy při řazení každého vyššího převodového stupně klesají otáčky o zhruba stejnou hodnotu, nebo progresivní, kdy se s každým vyšším převodovým stupněm rozdíl otáček zmenšuje. [9]



Obrázek 6 Pilový diagram vozidla - geometrický a progresivní [15]

2. Popis vozidlových komponent

Tato kapitola se bude věnovat konstrukčnímu popisu silničního vozidla. Nejdříve budou obecněji představeny jednotlivé vozidlové komponenty vztahující se ke koncepci vybraného vozidla a následně bude uvedena specifikace vybraného vozidla Hyundai Tucson spolu s daty, které budou použity jako vstupní data do výpočtů dynamiky vozidla nebo jsou důležité pro výpočet dat, které nebylo možno naměřit.

2.1 Vozidlové komponenty

Silniční vozidlo je tvořeno několika funkčními celky tvořícími dohromady celek schopný vyhovět požadavkům, které se na daný typ vozidla kladou. Pro potřeby výpočtů dynamiky vozidla a celkové pochopení problematiky bychom měli znát jejich funkci a jejich charakteristické znaky. Komponenty, kterým se budu v rámci této části práce věnovat jsou: spalovací motor, integrovaný startér-generátor, spojka, převodovka, hřídele, diferenciál, akumulátor, karoserie a pneumatiky.

2.1.1 Spalovací motor

Spalovací motor je tepelný motor s vnějším nebo vnitřním spalováním, ve kterém

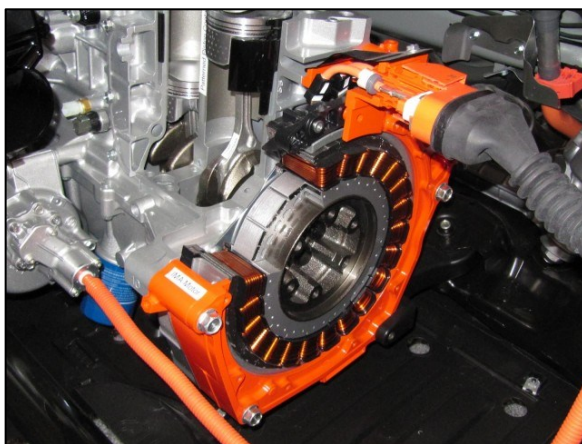
je tepelná energie získávána hořením paliva. Chemická energie se přemění na tepelnou energii, která se skrze klikový mechanismus transformuje na energii mechanickou. Spalovací motory mohou být zážehové nebo vznětové. U zážehových motorů se používá jako zdroj chemické energie benzín, stlačený zemní plyn (CNG), zkapalněný ropný plyn (LPG) nebo etanol. Motory vznětové používají jako zdroj chemické energie naftu nebo jiná těžká kapalná paliva. [6]



Obrázek 7 Spalovací motor Audi [2]

2.1.2 Integrovaný startér-generátor (ISG)

Integrovaný startér-generátor doplňuje nebo nahrazuje ve vozidlech s MILD-hybrid technologií konvenční startér a alternátor. Funguje jako výkonový měnič, je tedy schopen měnit mechanickou energii na energii elektrickou a naopak. Jako startér spouští spalovací motor rychleji a s menší hlučností než konvenční startér nebo posílá mechanickou energii do pohonného ústrojí vozidla. Jako generátor vytváří energii pro příslušenství vozidla (např. světla, kompresor klimatizace, čerpadlo chladicí kapaliny), s vyšší účinností než



Obrázek 8 Řez ISG [17]

klasický systém s alternátorem. Umožňuje také rekuperaci energie při brzdění vozidla nebo jízdě z kopce. Umístěn bývá mezi spalovacím motorem a převodovkou. [16]

2.1.3 Spojka

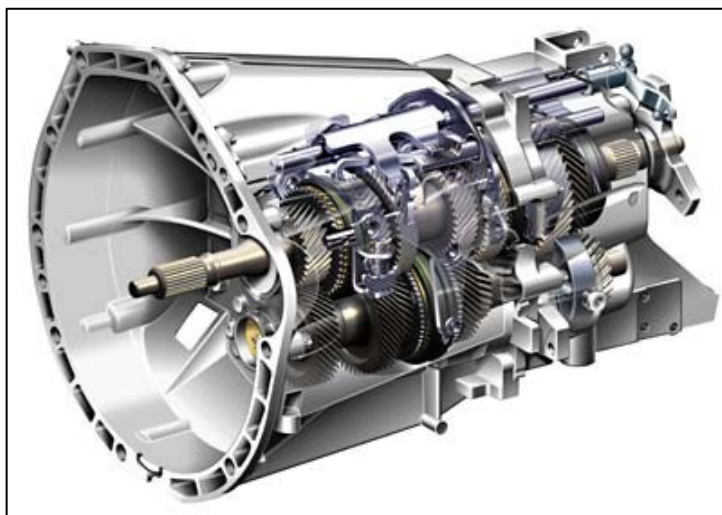
Spojka silničních vozidel má primárně za úkol umožnit přerušení toku točivého momentu od spalovacího motoru do převodovky a umožnit tak řazení jednotlivých převodových stupňů. Dále umožňuje plynulý rozjezd vozidla, spouštění motoru a stání vozidla při běžícím motoru. Nejpoužívanější (u osobních automobilů) je třecí kotoučová spojka. Spojková sada se pak skládá ze setrvačníku, třecího kotouče, přitlačného kotouče, talířové pružiny a vypínacího ložiska. [6]



Obrázek 9 Třecí kotoučová spojka [3]

2.1.4 Převodovka

Převodovka neboli měnič momentu, je jednou z významných částí automobilu. Její funkcí je, změnou převodů umožnit jízdu v různých provozních podmínkách při optimálních otáčkách motoru. Účelem převodovky je přenášet a měnit velikost točivého momentu, měnit otáčky výstupní hřídele převodovky, měnit směr otáčení hnacích kol vozu a umožnit volnoběh při stání vozidla. Podle způsobu změny převodového poměru můžeme převodovky rozdělit na stupňové nebo plynulé (variátory). U vozidel se můžeme setkat s převodovkami přímořazenými (osobní vozidla), nepřímořazenými a samočinnými (automatické). Převodovky stupňové jsou buď dvou, nebo tří hřídelové, se synchronizací anebo planetové. [6]



Obrázek 10 Řez manuální převodovkou [4]

2.1.5 Hřídele

Hnací hřídele slouží k přenosu točivého momentu mezi převodovkou, diferenciálem, rozvodovkou a koly silničního vozidla. Jsou konstruovány na přenos momentu s vysokou účinností konstantním převodem. Je také kladen důraz na dlouhou životnost a nízký moment setrvačnosti. Hnací hřídele jsou zakončeny klouby, a to buď homokinetickými nebo Kardanovými. [6]

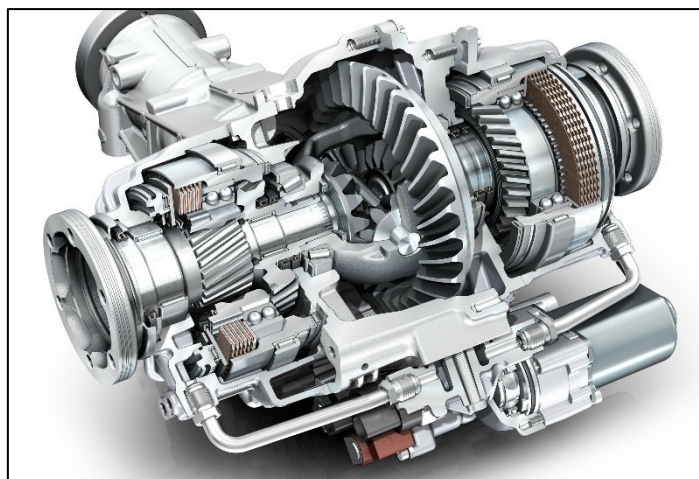


Obrázek 11 Hnací hřídele s homokinetickými klouby [5]

2.1.6 Diferenciál

Diferenciál má v silničním vozidle dvě základní funkce. Realizuje rozdělení točivého momentu v požadovaném poměru z jedné hnací hřídele na dvě hnací hřídele a umožňuje rozdílné úhlové rychlosti hnaných hřídelí. Z principu funkce vyplývá nevýhoda,

kdy u klasického otevřeného diferenciálu je maximum hnacího momentu převáděno na kolo s menší adhezí. K minimalizaci tohoto jevu používáme konstrukční řešení v podobě částečné nebo úplné uzávěrky diferenciálu. Dle funkce je můžeme rozdělit na otevřený, s mechanickou uzávěrkou a samosvorné nebo aktivní diferenciály. Podle účelu pak na diferenciál nápravový, mezinápravový a ústřední. [6]



Obrázek 12 Samosvorný diferenciál (LSD) [7]

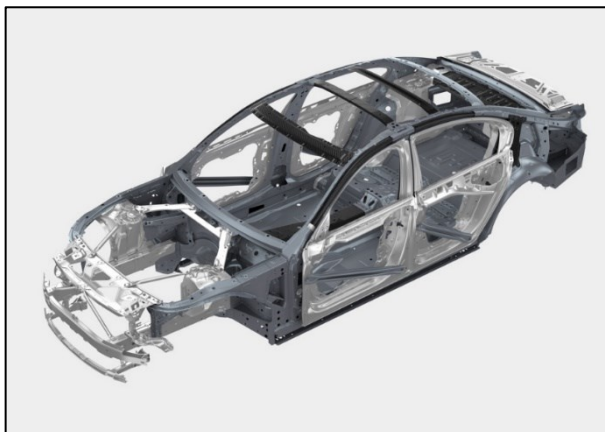
2.1.7 Akumulátor

Akumulátor je chemický zdroj elektrického napětí, který je možno používat opakovaně vzhledem k jeho schopnosti akumulovat elektrickou energii opětovným nabíjením. Počet nabíjecích cyklů závisí na typu akumulátoru. Akumulátory můžeme rozdělit na Niklovo-kadmiové (NiCd), Niklovo-metalhydridové (NiMH), Lítiovo-ionové (Li-Ion) a Lítiovo-polymerové (Li-Pol). Ve většině hybridních nebo plně elektrických vozidlech se používají akumulátory Li-Ion. [18]

2.1.8 Karoserie

Karoserie vozidla je konstrukční prvek, který primárně spojuje jednotlivé komponenty vozidla dohromady a chrání je před vnějšími vlivy. Zajišťuje požadované pohodlí jízdy, v případě nárazu absorbuje značnou část setrvačných sil a chrání posádku (pasivní bezpečnost vozidla). Její tvar má vliv na aerodynamický odpor vozidla, čímž ovlivňuje ekonomiku provozu a dopad na životní prostředí. Karoserie můžeme dle konstrukce rozdělit na karoserie na podvozku nebo strojovém spodku

(nákladní automobily), polonosné karoserie a samonosné karoserie, které zcela přebírají nosnou funkci rámu (převážně u osobních automobilů). [6]



Obrázek 13 Samonosná karoserie vozidla BMW [8]

2.1.9 Pneumatiky

Pneumatiky zajišťují styk vozidla s vozovkou. Přenášejí na vozovku síly vyvolané jak tíhou vozidla, tak i síly vyvolané pohybem vozidla, tedy hnací a brzdou sílu. Podílí se také na jízdní stabilitě a doplňují pružící systém vozidla. Dle konstrukce se mohou rozdělit na diagonální a radiální. Dnes běžné pneumatiky používají radiální konstrukci, což znamená, že vlákna jsou orientovaná kolmo na patní lana pneumatiky. [9]



Obrázek 14 Zimní pneumatiky Pirelli [10]

2.2 Specifikace vybraného vozidla

Jak již bylo zmíněno vybraným vozidlem pro tuto práci je vůz jihokorejské automobilky Hyundai, model Tucson (rok výroby 2020). Vůz patří do třídy SUV a ve své specifikaci se vznětovým motorem 2.0 CRDi D4HA disponuje technikou částečně hybridního pohonu (Mild Hybrid) s napětím 48 V. Motor je spárovaný se 6-ti stupňovou manuální převodovkou a pohonem všech kol HTRAC. Nejvyšší výkon činí 136kW v 4000 min⁻¹ a nejvyšší kroutící moment 400Nm je dostupný v rozsahu otáček 1750–2750 min⁻¹. Maximální rychlost je 201 km*h⁻¹. Vozidlo je ve vlastnictví Institutu dopravy na VŠB – TUO, nicméně mimořádná situace během práce na této klasifikační práci neumožňovala provádění měření přímo na vozidle.

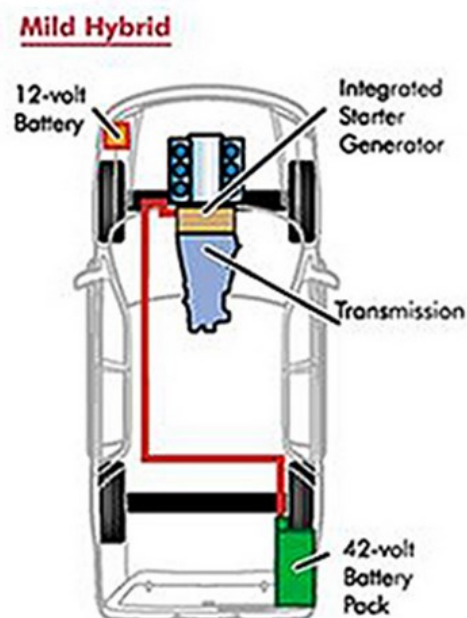


Obrázek 15 Vybrané vozidlo Hyundai Tucson [19]

Technologie Mild Hybrid

Částečně hybridní systém je tvořen akumulátory s napětím 48 V, zařízením ISG (integrovaný startér-generátor) s funkcemi generátoru a startéru a nízkonapěťovým měničem. Tato vozidla jsou kromě 48V elektrické soustavy vybavena také konvenční elektrickou sítí s napětím 12 V, která je propojena s 48V systémem prostřednictvím měniče DC/DC. Technologie má největší přednosti v městské dopravě, kdy ISG podporuje spalovací motor a zajišťuje rychlejší a hladší opětovné spuštění motoru před rozjezdem díky dodatečnému točivému momentu. Spuštění motoru je zkráceno až o 0,2 vteřiny. Při zrychlování je spalovací motor podpořen výkonem 4 až 12 kW (u konkrétního vozidla Hyundai Tucson) v závislosti na stavu nabití akumulátorů a poloze plynového pedálu. Při jízdě konstantní rychlostí je ISG buďto nečinný nebo pracuje jako generátor, který nabíjí

48 V akumulátor a ve fázích aktivního brzdění nebo brzdění motorem dosahuje nejvyššího rekuperačního výkonu. Díky tomu se podařilo snížit spotřebu paliva a emise CO₂ v závislosti na specifikaci vozidla až o 11 procent (v kombinovaném cyklu EU 2.0), respektive až o 7 procent (podle metodiky měření WLTP). [21]



Obrázek 16 Schéma pohonného ústrojí s Mild Hybrid technologií [22]

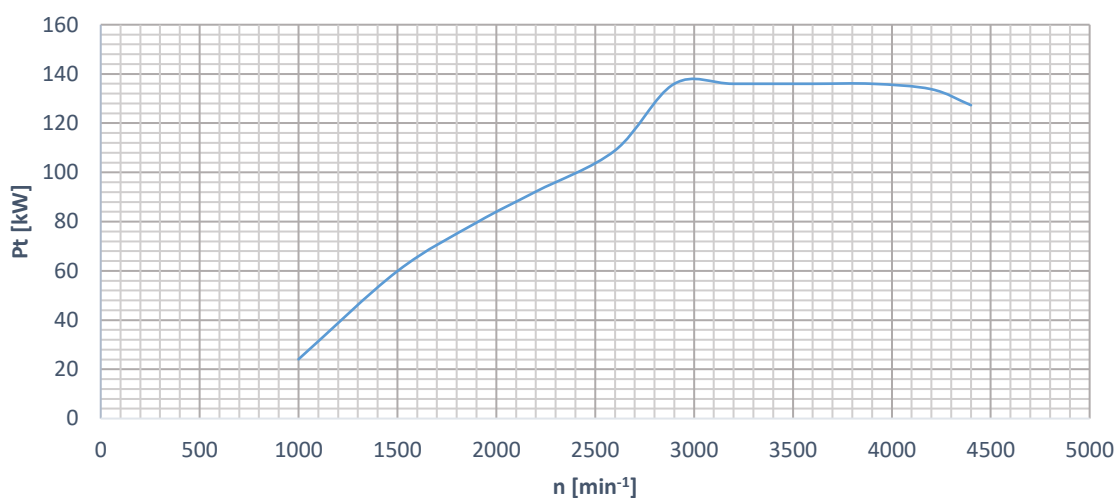
2.2.1 Vstupní data pro výpočty dynamiky silničního vozidla

Tabulkové hodnoty momentové a výkonové charakteristiky motoru 2.0 CRDi a další data potřebná pro výpočty jsem získal z odborných zdrojů nebo přímo od výrobce vozidla, dostupné online. [20] [23]

n [s^{-1}]	n [min^{-1}]	M_{sm} [Nm]	P_t [kW]
16,667	1000	229,9	24,1
25,000	1500	381,1	59,9
31,667	1900	400	79,6
36,667	2200	400	92,2
43,333	2600	400	108,9
48,333	2900	447,8	136
53,333	3200	405,8	136
60,000	3600	360,7	136
65,000	3900	333	136
70,000	4200	304,3	133,8
73,333	4400	276,3	127,3

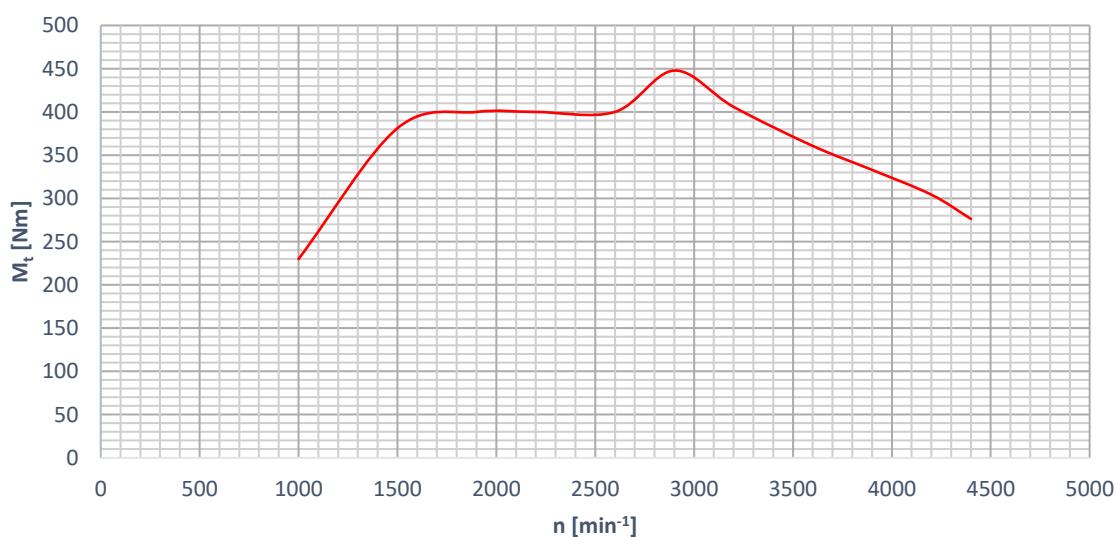
Tabulka 1 Hodnoty momentové a výkonové charakteristiky

Výkonová charakteristika 2.0 CRDi



Graf 1 Výkonová charakteristika motoru 2.0 CRDi

Momentová charakteristika 2.0 CRDi



Graf 2 Momentová charakteristika motoru 2.0 CRDi

Převodové poměry pro jednotlivé stupně převodovky:

i_1	3,615
i_2	1,862
i_3	1,542
i_4	1,207
i_5	0,921
i_6	0,732

Tabulka 2 Převodové poměry k-tého stupně převodovky

Převodový poměr rozvodovky:

$$i_r = 4,333 \text{ [-]} \text{ (pro 1. a 2. převodový stupeň)}$$

$$i_{r'} = 3,250 \text{ [-]} \text{ (pro 3., 4., 5. a 6. převodový stupeň)}$$

Celkové převodové poměry:

i_{c1}	15,664
i_{c2}	8,068
i_{c3}	5,012
i_{c4}	3,923
i_{c5}	2,993
i_{c6}	2,379

Tabulka 3 Celkové převodové poměry

Účinnost převodového ústrojí:

$$\eta_{pú} = 0,93 \text{ [-]}$$

Součinitel odporu valení můžeme uvažovat do rychlosti $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ za konstantní, při vyšších rychlostech je nutno předpokládat, že součinitel bude růst. Jelikož neznáme skutečnou závislost $f(V)$ bude použit pro výpočet vztah:

$$f = 0,015 \text{ pro } V < 80 \text{ km/h}$$

$$f = 0,015 \cdot (1 + 0,0065 \cdot (V - 80)) \text{ pro } V > 80 \text{ km/h} \quad (2.1)$$

Čelní plochu vozidla jsem přibližně vypočítal pomocí vztahu:

$$S_x = (0,7 \text{ až } 0,85) * \check{S}_v * v_v \quad (2.2)$$

$$S_x = 0,775 * 1,850 * 1,645 = 2,36 \text{ [m}^2\text{]}$$

\check{S}_v – šířka vozidla [m]

v_v – výška vozidla [m]

Součinitel vzdušného odporu:

$$c_x = 0,33 \text{ [-]}$$

Poloměr valení kola jsem vypočítal pomocí rozměrů pneumatiky a ráfku (225/55 R18):

$$h_p = 225 * 0,55 = 123,75 \text{ [mm]}$$

h_p – výška pneumatiky [mm]

$$d_d = d_{dp} * 25,4 = 18 * 25,4 = 457,2 \text{ [mm]}$$

d_d – průměr disku [mm]

d_{dp} – průměr disku v palcích ["]

$$h_c = \frac{2 * h_p + d_d}{1000} = \frac{2 * 123,75 + 457,2}{1000} = 0,7047 \text{ [m]}$$

h_c – celková výška kola [m]

$$r = \frac{h_c}{2} = \frac{0,7047}{2} = 0,35235 \text{ [m]}$$

Celkovou hmotnost vozidla jsem vypočítal z pohotovostní hmotnosti vozidla a hmotnosti řidiče:

$$m_v = 1682 + 75 = 1757 \text{ [kg]}$$

Tíha vozidla:

$$G_v = m_v * g \quad (2.3)$$

$$G_v = 1757 * 9,81 = 17236,17 \text{ [N]}$$

Součinitele rotačních hmot jsem zvolil na základě odhadu odborné literatury. Volí se v rozmezí od $\delta=1,5$ pro nejnižší převodový stupeň, do $\delta=1,05$ pro nejvyšší převodový stupeň:

δ_1	1,45
δ_2	1,2
δ_3	1,13
δ_4	1,1
δ_5	1,09
δ_6	1,06

Tabulka 4 Součinitele rotačních hmot pro jednotlivé převodové stupně

3. Tvorba simulačního modelu

V praktické části bakalářské práce bude vytvořen matematický model popisující dynamické vlastnosti vybraného vozidla. K výpočtům budu používat tabulkový procesor Microsoft Excel, který nabízí možnosti grafické interpretace vypočtených výsledků ve formě grafů, pro vyvození závěrů či další práci v oblasti dané problematiky. Postup tvorby modelu se skládá z jednotlivých kroků výpočtů, které na sebe chronologicky navazují a vycházejí z pohybové rovnice silničního vozidla. V následujících podkapitolách se tedy budu věnovat jednotlivým krokům výpočtu.

3.1 Výpočet hnací síly na kolech

Hnací síla na kolech se počítá jako podíl točivého momentu na kolech a poloměru kola. Hnací sílu na kolech je musím spočítat pro každý převodový stupeň zvlášť.

$$F_k = \frac{M_k}{r} = \frac{M_{sm} * i_{pú} * \eta_{pú}}{r} \quad (3.1)$$

Příklad výpočtu pro 1. stupeň v otáčkách 1000 min⁻¹:

$$F_k = \frac{229,9 * 15,664 * 0,93}{0,35} = 9568,7 \text{ [N]}$$

n [min ⁻¹]	M _t [Nm]	F _{k1} [N]	F _{k2} [N]	F _{k3} [N]	F _{k4} [N]	F _{k5} [N]	F _{k6} [N]
1000	229,9	9568,7	4928,6	3061,4	2396,3	1828,5	1453,3
1500	381,1	15861,7	8170,0	5074,8	3972,3	3031,1	2409,1
1900	400	16648,4	8575,2	5326,5	4169,3	3181,4	2528,5
2200	400	16648,4	8575,2	5326,5	4169,3	3181,4	2528,5
2600	400	16648,4	8575,2	5326,5	4169,3	3181,4	2528,5
2900	447,8	18637,9	9599,9	5963,0	4667,6	3561,6	2830,7
3200	405,8	16889,8	8699,5	5403,7	4229,8	3227,5	2565,2
3600	360,7	15012,7	7732,7	4803,2	3759,7	2868,8	2280,1
3900	333	13859,8	7138,8	4434,3	3471,0	2648,5	2105,0
4200	304,3	12665,3	6523,6	4052,1	3171,8	2420,2	1923,6
4400	276,3	11499,9	5923,3	3679,3	2880,0	2197,6	1746,6

Tabulka 5 Hnací síla na kolech pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

3.2 Výpočet rychlosti vozidla

Rychlost vozidla počítáme ze vztahu:

$$V = 2 * \pi * r * \frac{n_m}{i_c * 60} * 3,6 \text{ [km} * \text{h}^{-1}] \quad (3.2)$$

V – rychlost vozidla [$\text{km} * \text{h}^{-1}$]

r – poloměr kola [m]

n_m – otáčky motoru [min^{-1}]

i_c – celkový převodový poměr [-]

Příklad výpočtu pro 1. stupeň v otáčkách 1000 min^{-1} :

$$V = 2 * \pi * 0,35 * \frac{1000}{15,664 * 60} * 3,6 = 8,424 \text{ [km} * \text{h}^{-1}]$$

$V_1 \text{ [km.h}^{-1}]$	$V_2 \text{ [km.h}^{-1}]$	$V_3 \text{ [km.h}^{-1}]$	$V_4 \text{ [km.h}^{-1}]$	$V_5 \text{ [km.h}^{-1}]$	$V_6 \text{ [km.h}^{-1}]$
8,424	16,354	26,329	33,636	44,081	55,463
12,636	24,531	39,493	50,454	66,122	83,195
16,005	31,073	50,025	63,909	83,755	105,380
18,532	35,979	57,923	74,000	96,979	122,019
21,902	42,521	68,455	87,454	114,612	144,204
24,429	47,427	76,354	97,545	127,836	160,843
26,956	52,334	84,252	107,636	141,061	177,482
30,325	58,875	94,784	121,091	158,693	199,667
32,852	63,782	102,682	131,182	171,918	216,306
35,379	68,688	110,581	141,273	185,142	232,945
37,064	71,959	115,847	148,000	193,959	244,038

Tabulka 6 Rychlosti vozidla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Vzhledem k tomu, že budu k dalším výpočtům potřebovat i rychlost uvedenou v $\text{m} * \text{s}^{-1}$, výpočtu tuto rychlost podle vztahu:

$$v = \frac{V}{3,6} \text{ [m} * \text{s}^{-1}] \quad (3.3)$$

V – rychlost vozidla [$\text{km} * \text{h}^{-1}$]

v – rychlost vozidla [$m \cdot s^{-1}$]

Příklad výpočtu pro 1. stupeň v otáčkách 1000 min^{-1} :

$$v = \frac{8,424}{3,6} = 2,34 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$$

$v_1 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$	$v_2 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$	$v_3 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$	$v_4 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$	$v_5 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$	$v_6 \text{ [} m \cdot s^{-1} \text{]}$
2,340	4,543	7,314	9,343	12,245	15,406
3,510	6,814	10,970	14,015	18,367	23,110
4,446	8,631	13,896	17,753	23,265	29,272
5,148	9,994	16,090	20,556	26,939	33,894
6,084	11,811	19,015	24,293	31,837	40,057
6,786	13,174	21,209	27,096	35,510	44,679
7,488	14,537	23,403	29,899	39,184	49,301
8,424	16,354	26,329	33,636	44,081	55,463
9,126	17,717	28,523	36,439	47,755	60,085
9,828	19,080	30,717	39,242	51,428	64,707
10,296	19,989	32,180	41,111	53,877	67,788

Tabulka 7 Rychlost vozidla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru [$m \cdot s^{-1}$]

3.3 Výpočet odporu vzduchu

Odpor vzduchu vypočítáme podle vztahu:

$$O_{vz} = 0,05 * c_x * S_x * V^2 \text{ [} N \text{]} \quad (3.4)$$

V – rychlost vozidla [$km \cdot h^{-1}$]

Příklad výpočtu pro $V_1 = 8,424 \text{ km} \cdot h^{-1}$:

$$O_{vz} = 0,05 * 0,33 * 2,36 * 8,424^2 = 2,76 \text{ [} N \text{]}$$

O_{v1} [N]	O_{v2} [N]	O_{v3} [N]	O_{v4} [N]	O_{v5} [N]	O_{v6} [N]
2,8	10,4	27,0	44,0	75,6	119,7
6,2	23,4	60,7	99,1	170,1	269,3
10,0	37,6	97,4	158,9	273,0	432,2
13,4	50,4	130,6	213,1	366,0	579,4
18,7	70,4	182,4	297,6	511,2	809,2
23,2	87,5	226,9	370,3	636,0	1006,8
28,3	106,6	276,2	450,9	774,3	1225,8
35,8	134,9	349,6	570,6	980,0	1551,4
42,0	158,3	410,3	669,7	1150,2	1820,8
48,7	183,6	475,9	776,7	1333,9	2111,7
53,5	201,5	522,3	852,4	1464,0	2317,6

Tabulka 8 Odpor vzduchu dle jednotlivých rychlostí

3.4 Výpočet měrné hnací síly

Pro výpočet měrné hnací síly použijeme vztah:

$$p = \frac{F_k - O_v}{G_v} [-] \quad (3.5)$$

p – měrná hnací síla [-]

F_k – hnací síla na kolech [N]

O_v – odpor vzduchu [N]

G_v – tíha vozidla [N]

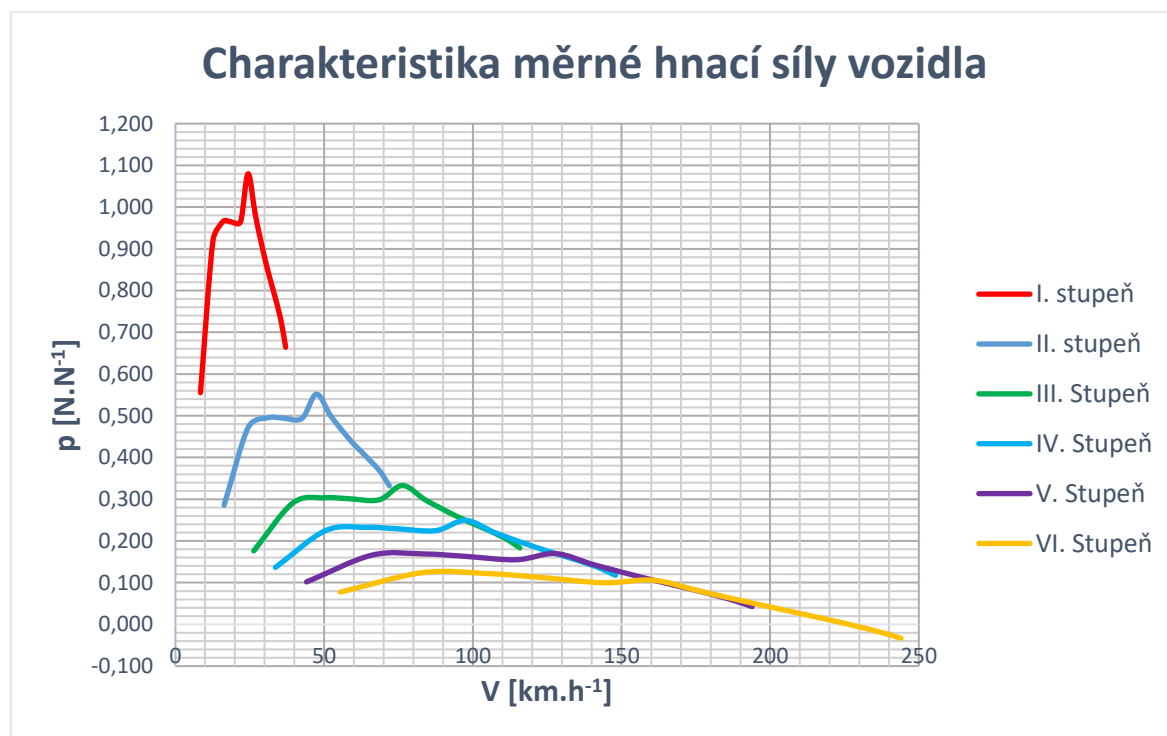
Příklad výpočtu pro 1. stupeň v otáčkách 1000 min^{-1} :

$$p = \frac{9568,7 - 2,8}{17236,17} = 0,55499 [-]$$

$p_1 [N.N^{-1}]$	$p_2 [N.N^{-1}]$	$p_3 [N.N^{-1}]$	$p_4 [N.N^{-1}]$	$p_5 [N.N^{-1}]$	$p_6 [N.N^{-1}]$
0,55499	0,28534	0,17605	0,13647	0,10170	0,07737
0,91990	0,47264	0,29091	0,22472	0,16598	0,12414
0,96532	0,49533	0,30338	0,23267	0,16874	0,12163
0,96512	0,49459	0,30146	0,22953	0,16334	0,11308
0,96481	0,49343	0,29845	0,22463	0,15492	0,09975
1,07998	0,55188	0,33280	0,24932	0,16974	0,10582
0,97826	0,49854	0,29749	0,21924	0,14233	0,07771
0,86892	0,44080	0,25838	0,18502	0,10958	0,04227
0,80167	0,40499	0,23346	0,16252	0,08693	0,01649
0,73198	0,36783	0,20749	0,13896	0,06303	-0,01091
0,66409	0,33196	0,18316	0,11763	0,04256	-0,03313

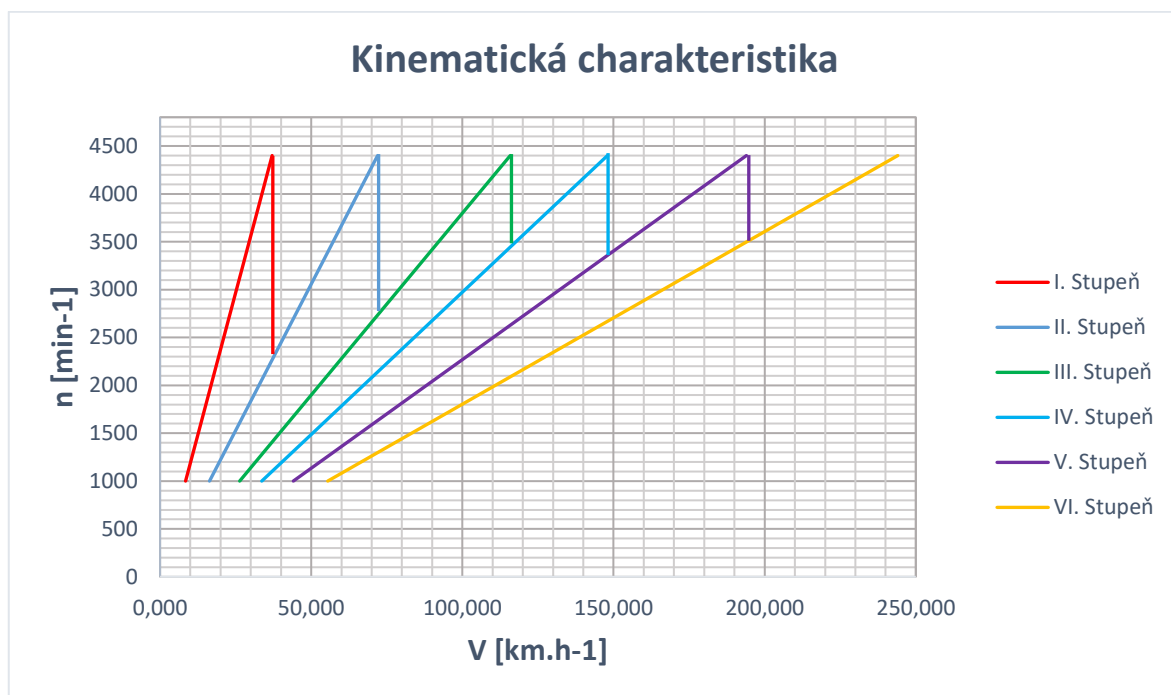
Tabulka 9 Měrná hnací síla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Následným grafickým vyjádřením závislosti měrné hnací síly na rychlosti vozidla vznikne charakteristika měrné hnací síly vozidla $p(V)$.



Graf 3 Charakteristika měrné hnací síly vozidla

Dále můžu přistoupit ke grafickému vyjádření závislosti otáček motoru na rychlosti vozidla, tedy k vytvoření kinematické charakteristiky $n(V)$.



Graf 4 Kinematická charakteristika

3.5 Výpočet odporu valení

Uvažujeme vozidlo jedoucí po rovině, odpor valení tedy můžeme vypočítat ze vztahu:

$$O_f = G_v * f \text{ [N]} \quad (3.6)$$

$$O_f = 17236,17 * 0,015 = 259 \text{ [N]}$$

Pro rychlosti vyšší než 80 km*h⁻¹:

$$f = 0,015 * (1 + 0,0065 * (V - 80)) \quad (3.7)$$

$$f = 0,015 * (1 + 0,0065 * (90 - 80)) = 0,015975 \text{ [-]}$$

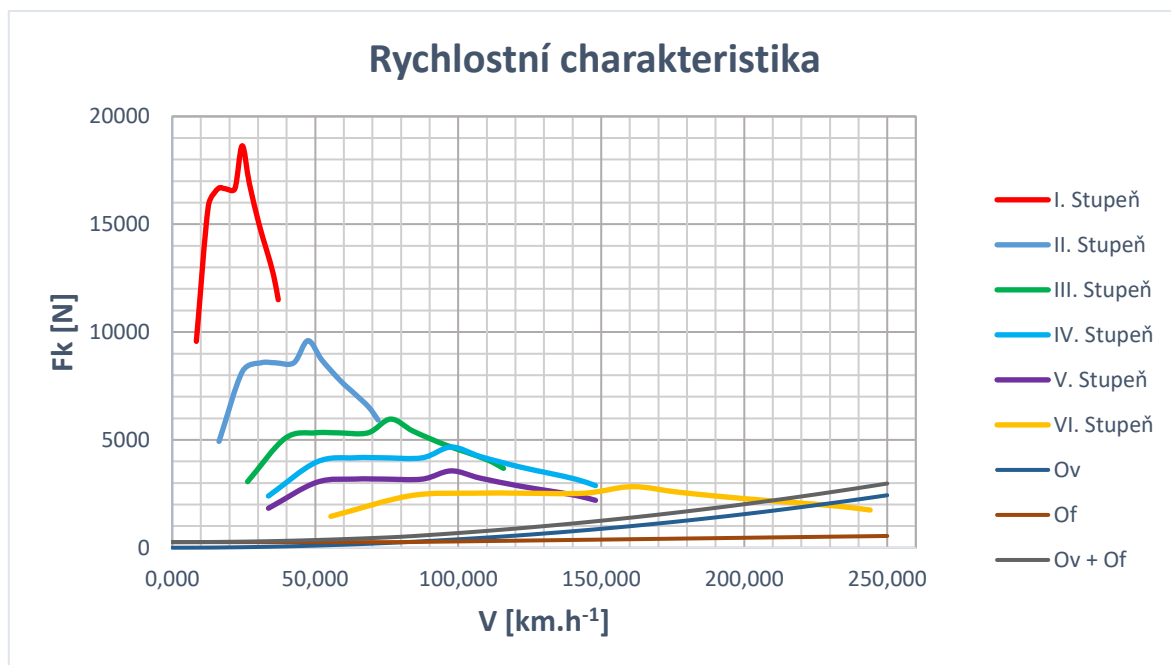
Příklad výpočtu, pro rychlost 90 km*h⁻¹:

$$O_f = 17236,17 * 0,015975 = 275 \text{ [N]}$$

V [km.h ⁻¹]	O _v [N]	O _f [N]	O _v +O _f [N]
0	0	259	259
10	4	259	262
20	16	259	274
30	35	259	294
40	62	259	321
50	97	259	356
60	140	259	399
70	191	259	449
80	249	259	508
90	315	275	591
100	389	292	681
110	471	309	780
120	560	326	886
130	658	343	1000
140	763	359	1122
150	876	376	1252
160	996	393	1389
170	1125	410	1534
180	1261	427	1687
190	1405	443	1848
200	1557	460	2017
210	1716	477	2193
220	1884	494	2377
230	2059	511	2569
240	2242	527	2769
250	2432	544	2976

Tabulka 10 Odporů vzduchu a valení pro rychlosti 0 – 250 km*^h⁻¹

Nyní mohu sestavit rychlostní charakteristiku vozidla:



Graf 5 Rychlostní charakteristika vozidla

3.6 Výpočet zrychlení vozidla

K výpočtu zrychlení vozidla použijeme vztah:

$$a = \frac{g}{\delta} * (p - f) [m * s^{-2}] \quad (3.8)$$

a – zrychlení vozidla [$m*s^{-2}$]

g – gravitační zrychlení [$m*s^{-2}$]

δ – součinitel rotačních hmot [-]

p – měrná hnací síla [-]

f – součinitel odporu valení [-]

Hnací sílu na kolech je nutné počítat pro každý převodový stupeň zvlášť.

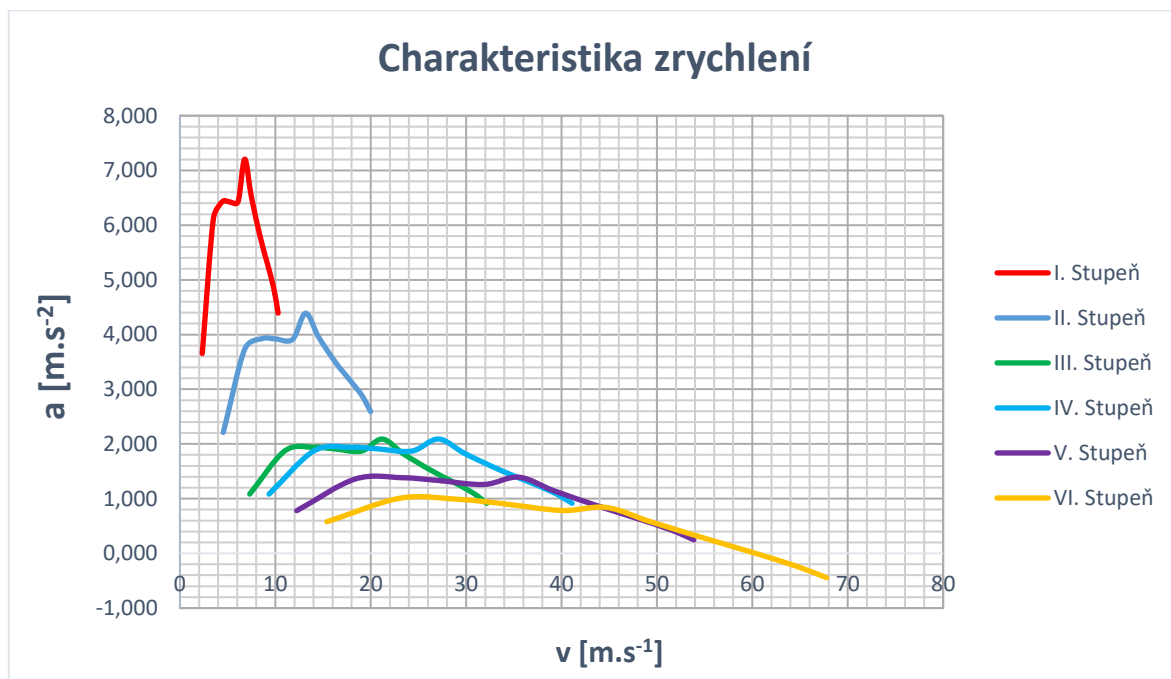
Příklad výpočtu pro 1. stupeň v otáčkách 1000 min^{-1} :

$$a = \frac{9,81}{1,45} * (0,55499 - 0,015) = 3,6533 \text{ m} * \text{s}^{-2} \quad (3.9)$$

$n [\text{min}^{-1}]$	$a_1 [\text{m.s}^{-2}]$	$a_2 [\text{m.s}^{-2}]$	$a_3 [\text{m.s}^{-2}]$	$a_4 [\text{m.s}^{-2}]$	$a_5 [\text{m.s}^{-2}]$	$a_6 [\text{m.s}^{-2}]$
1000	3,6533	2,2100	1,3981	1,0833	0,7803	0,5772
1500	6,1221	3,7412	2,3953	1,8703	1,3589	1,0101
1900	6,4294	3,9267	2,5036	1,9412	1,3836	0,9868
2200	6,4281	3,9206	2,4868	1,9132	1,3351	0,9077
2600	6,4260	3,9112	2,4608	1,8695	1,2593	0,7843
2900	7,2051	4,3890	2,7589	2,0897	1,3926	0,8405
3200	6,5170	3,9529	2,4524	1,8215	1,1459	0,5803
3600	5,7772	3,4809	2,1129	1,5163	0,8512	0,2524
3900	5,3222	3,1882	1,8966	1,3156	0,6474	0,0138
4200	4,8507	2,8844	1,6711	1,1055	0,4322	-0,2398
4400	4,3914	2,5912	1,4599	0,9153	0,2480	-0,4454

Tabulka 11 Zrychlení vozidla pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

S vypočtenými hodnotami mohu sestavit závislost zrychlení na rychlosti vozidla $a(V)$:



Graf 6 Charakteristika zrychlení

3.7 Časový průběh rychlosti vozidla

$$a = \frac{dv}{dt} \rightarrow dt = \frac{1}{a} * dv \rightarrow t_2 - t_1 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{a} * dv \quad (3.10)$$

Ze vztahu vyplývá, že k určení časového průběhu rychlosti budu potřebovat vypočítat průběh $\frac{1}{a}(v)$. Zvyšováním rychlosti se blíží hodnota zrychlení k nule a tím se průběh $\frac{1}{a}(v)$ blíží k nekonečnu.

K zjištění času, za který vozidlo zrychlí, použiji grafickou integraci. To znamená, že musí být zjištěn obsah plochy pod křivkou vymezenou intervalem dvou sousedních rychlostí. Toho dosáhneme součtem obdélníku a trojúhelníku vymezeného pořadnicemi rychlosti a převrácené hodnoty zrychlení.

$1/a_1[s^2.m^{-1}]$	$1/a_2[s^2.m^{-1}]$	$1/a_3[s^2.m^{-1}]$	$1/a_4[s^2.m^{-1}]$	$1/a_5[s^2.m^{-1}]$	$1/a_6[s^2.m^{-1}]$
0,2737	0,4525	0,7152	0,9231	1,2816	1,7324
0,1633	0,2673	0,4175	0,5347	0,7359	0,9900
0,1555	0,2547	0,3994	0,5151	0,7227	1,0134
0,1556	0,2551	0,4021	0,5227	0,7490	1,1016
0,1556	0,2557	0,4064	0,5349	0,7941	1,2750
0,1388	0,2278	0,3625	0,4785	0,7181	1,1897
0,1534	0,2530	0,4078	0,5490	0,8726	1,7232
0,1731	0,2873	0,4733	0,6595	1,1747	3,9616
0,1879	0,3137	0,5273	0,7601	1,5447	72,5639
0,2062	0,3467	0,5984	0,9046	2,3136	-4,1697
0,2277	0,3859	0,6850	1,0925	4,0318	-2,2451

Tabulka 12 Převrácená hodnota zrychlení pro jednotlivé převodové stupně a otáčky motoru

Nyní provedu grafickou integraci. Vzorový výpočet je vztažen k prvnímu převodovému stupni.

Nejprve tedy plocha obdélníku:

$$(v_1 - v_0) * \frac{1}{a} * 1000 \quad (3.11)$$

$$(3,510 - 2,340) * 0,16334 * 1000 = 191,104 [mm^2]$$

Následně vypočítáme plochu trojúhelníku:

$$\frac{(v_1 - v_0) * \left(\frac{1}{a_0} - \frac{1}{a_1}\right)}{2} * 1000 \quad (3.12)$$

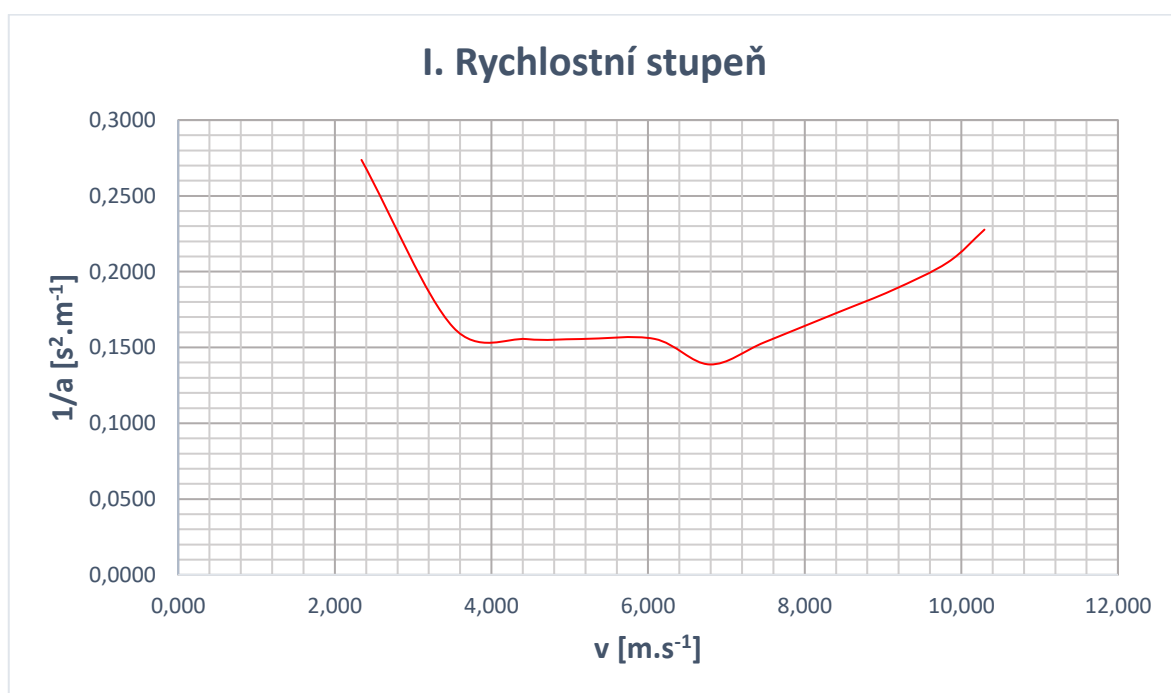
$$\frac{(3,510 - 2,340) * (0,27372 - 0,16334)}{2} * 1000 = 64,571 [mm^2]$$

Sečtením obou hodnot dostaneme potřebný čas ke zrychlení z rychlosti v_0 na rychlost v_1 :

$$\frac{s_{obd} + s_{troj}}{1000} = \frac{191,104 + 64,571}{1000} = 0,256 [s] \quad (3.13)$$

Výpočet časové charakteristiky rychlosti pro I. rychlostní stupeň							
V_1 [km.h ⁻¹]	v_1 [m.s ⁻¹]	$1/a_1$ [s ² .m ⁻¹]	S obdelníku [mm ²]	S trojúhelníku [mm ²]	S celkem [mm ²]	Δt [s]	t [s]
0	0	0				0	0
8,424	2,340	0,27372				0,5	0,5
12,636	3,510	0,16334	191,104	64,571	255,675	0,256	0,756
16,005	4,446	0,15554	145,576	3,654	149,229	0,149	0,905
18,532	5,148	0,15557	109,204	-0,011	109,193	0,109	1,014
21,902	6,084	0,15562	145,653	-0,024	145,630	0,146	1,160
24,429	6,786	0,13879	97,427	5,906	103,334	0,103	1,263
26,956	7,488	0,15345	107,715	-5,144	102,571	0,103	1,366
30,325	8,424	0,17309	162,010	-9,195	152,815	0,153	1,518
32,852	9,126	0,18789	131,894	-5,194	126,701	0,127	1,645
35,379	9,828	0,20615	144,715	-6,410	138,304	0,138	1,783
37,064	10,296	0,22772	106,567	-5,045	101,522	0,102	1,885
				Doba řazení	t_r	1	2,885
						1 s = 1000 mm ²	

Tabulka 13 Výpočet časové charakteristiky rychlosti pro 1. rychlostní stupeň



Graf 7 Časová charakteristika zrychlení pro 1. rychlostní stupeň

Pro poklesy rychlostí při vypnuté spojce během řazení budu muset vytvořit charakteristiku doběhu vozidla.

3.8 Doběh vozidla

Při doběhu vozidla je přerušen přenos hnací síly, $F_k = 0$. Dosadím tedy do pohybové rovnice:

$$F_k = O_f + O_s + O_v + O_a \quad (3.14)$$

$$0 = O_f + 0 + O_v + O_a \quad (3.15)$$

$$0 = f + 0,05 * c_x * S_x * V^2 * \frac{1}{G} + \frac{\delta}{g} * a \quad (3.16)$$

Pro výpočet časového průběhu doběhu vozidla platí podobný vztah jako pro časový průběh zrychlení:

$$b = \frac{dv}{dt} \rightarrow dt = \frac{1}{b} * dv \rightarrow t_2 - t_1 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{b} * dv \quad (3.17)$$

Dále budu potřebovat součinitel rotačních hmot, který bude zahrnovat jen vliv kol, protože v danou chvíli je spojka vypnuta:

$$\delta = 1 + \frac{\sum I_k}{m_v * r^2} [m * s^{-2}] \quad (3.18)$$

δ – součinitel rotačních hmot [$m * s^{-2}$]

m_v – hmotnost vozidla [kg]

r – poloměr kola [m]

I_k – moment setrvačnosti kola [$kg * m^2$]

Moment setrvačnosti kola I_k jsem zvolil odhadem na $2,5 \text{ kg} * m^2$:

$$\delta = 1 + \frac{4 * 2,5}{1757 * 0,35^2} = 1,0465 [m * s^{-2}]$$

Rozsah rychlosti pro charakteristiku doběhu zvolím pro můj případ 220 až $30 \text{ km} * h^{-1}$.
Nyní mohu počítat zpomalení ze vztahu:

$$-a = b = \frac{g}{\delta} * (f + 0,05 * c_x * S_x * V^2 * \frac{1}{G}) \quad (3.19)$$

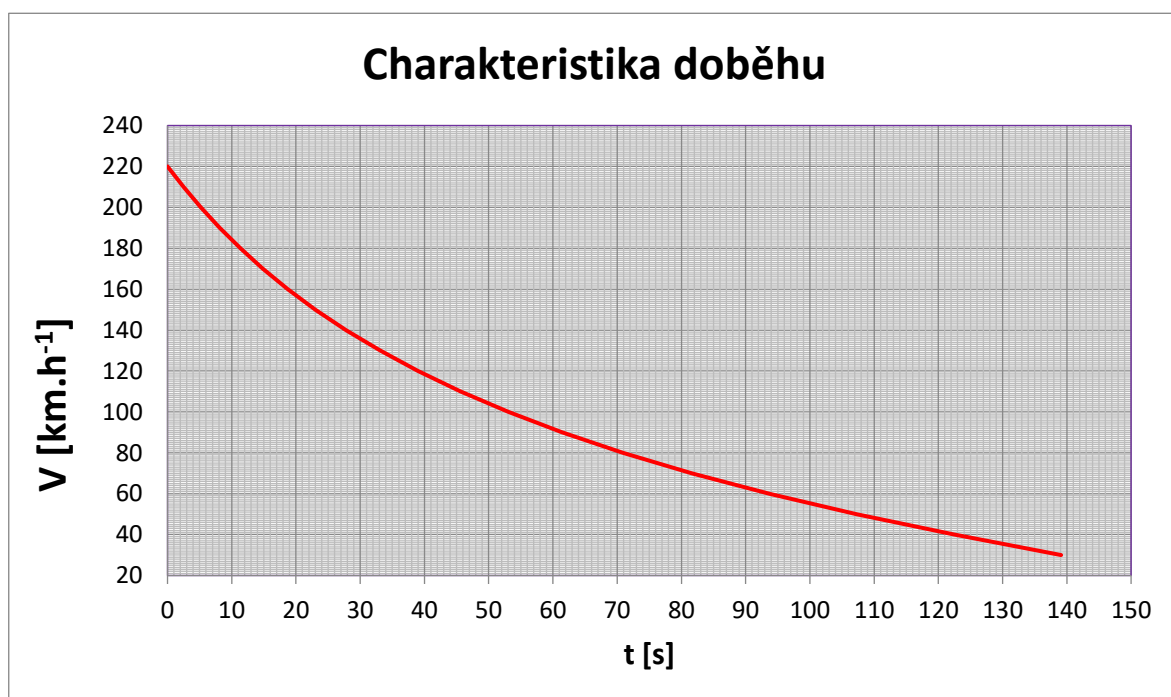
Příklad výpočtu pro rychlost $50 \text{ km} * h^{-1}$:

$$b = \frac{9,81}{1,0465} * \left(0,015 + 0,05 * 0,33 * 2,36 * 50^2 * \frac{1}{17236,17} \right) = 0,19355 [m * s^{-2}]$$

Dalším krokem je vytvoření převrácené hodnoty $\frac{1}{b}$ a za opětovného použití grafické integrace výpočtu časový průběh zpomalení vozidla.

V [km.h ⁻¹]	v [m.s ⁻¹]	O _v [N]	o _v [N/N]	b [m.s ⁻²]	1/b [s ² .m ⁻¹]	S obdelníku [mm ²]	S trojúhelníku [mm ²]	S celkem [mm ²]	Dt [s]	t [s]
220	61,1	1883,5	0,1093	1,1650	0,8583	2384,3	101,0	2485,3	2,5	0
210	58,3	1716,2	0,0996	1,0740	0,9311	2586,3	113,7	2700,0	2,7	2,5
200	55,6	1556,6	0,0903	0,9872	1,0129	2813,7	128,4	2942,1	2,9	5,2
190	52,8	1404,9	0,0815	0,9047	1,1053	3070,4	145,5	3215,9	3,2	8,1
180	50,0	1260,9	0,0732	0,8264	1,2101	3361,4	165,5	3526,9	3,5	11,3
170	47,2	1124,7	0,0652	0,7523	1,3293	3692,4	188,9	3881,3	3,9	14,9
160	44,4	996,2	0,0578	0,6825	1,4653	4070,3	216,5	4286,8	4,3	18,8
150	41,7	875,6	0,0508	0,6168	1,6212	4503,2	248,8	4752,0	4,8	23,0
140	38,9	762,7	0,0443	0,5555	1,8003	5000,9	286,8	5287,6	5,3	27,8
130	36,1	657,7	0,0382	0,4983	2,0068	5574,4	331,1	5905,5	5,9	33,1
120	33,3	560,4	0,0325	0,4454	2,2452	6236,6	382,6	6619,2	6,6	39,0
110	30,6	470,9	0,0273	0,3967	2,5207	7001,9	441,7	7443,6	7,4	45,6
100	27,8	389,2	0,0226	0,3523	2,8387	7885,3	508,1	8393,4	8,4	53,0
90	25,0	315,2	0,0183	0,3121	3,2045	8901,5	580,1	9481,6	9,5	61,4
80	22,2	249,1	0,0144	0,2761	3,6222	10061,6	653,7	10715,4	10,7	70,9
70	19,4	190,7	0,0111	0,2443	4,0929	11369,1	721,4	12090,5	12,1	81,6
60	16,7	140,1	0,0081	0,2168	4,6123	12811,9	770,6	13582,5	13,6	93,7
50	13,9	97,3	0,0056	0,1935	5,1671	14353,2	783,5	15136,7	15,1	107,3
40	11,1	62,3	0,0036	0,1745	5,7313	15920,2	738,6	16658,8	16,7	122,4
30	8,3	35,0	0,0020	0,1597	6,2631	52192,4	-26096,2	26096,2	26,1	139,1

Tabulka 14 Výpočet doběhu vozidla



Graf 8 Charakteristika doběhu vozidla

Nyní můžu přistoupit k určení výchozích hodnot po přeřazení na další vyšší převodové stupně. Rychlost řazení jsem stanovil na 1 vteřinu. Výchozí rychlost po přeřazení určím dle charakteristiky doběhu a hodnotu $\frac{1}{a}$ dopočítám pomocí interpolace.

Příklad určení výchozích hodnot po přeřazení na 2. převodový stupeň:

Z charakteristiky doběhu vozidla vyplývá, že z rychlosti 37,064 km*h⁻¹ dojde za 1 vteřinu k poklesu na 36 km*h⁻¹ (10 m*s⁻¹).

Hodnotu $\frac{1}{a}$ určím zmiňovanou interpolací:

Výchozí bod rychlosti po přecházení na II. stupeň				
Určení 1/a pomocí interpolace				
v'	11,811	1/a'	0,2530	
v	9,994	1/a	0,2278	
v'-v	1,817	1/a'-1/a	0,0251	
v _{II 0} - v	0,006			
x	7,93E-05			

Tabulka 15 Výpočet výchozí hodnoty 1/a po přecházení na 2. převodový stupeň

$$v_2 \text{ výchozí} - v = 10 - 9,994 = 0,006 [m * s^{-2}] \quad (3.20)$$

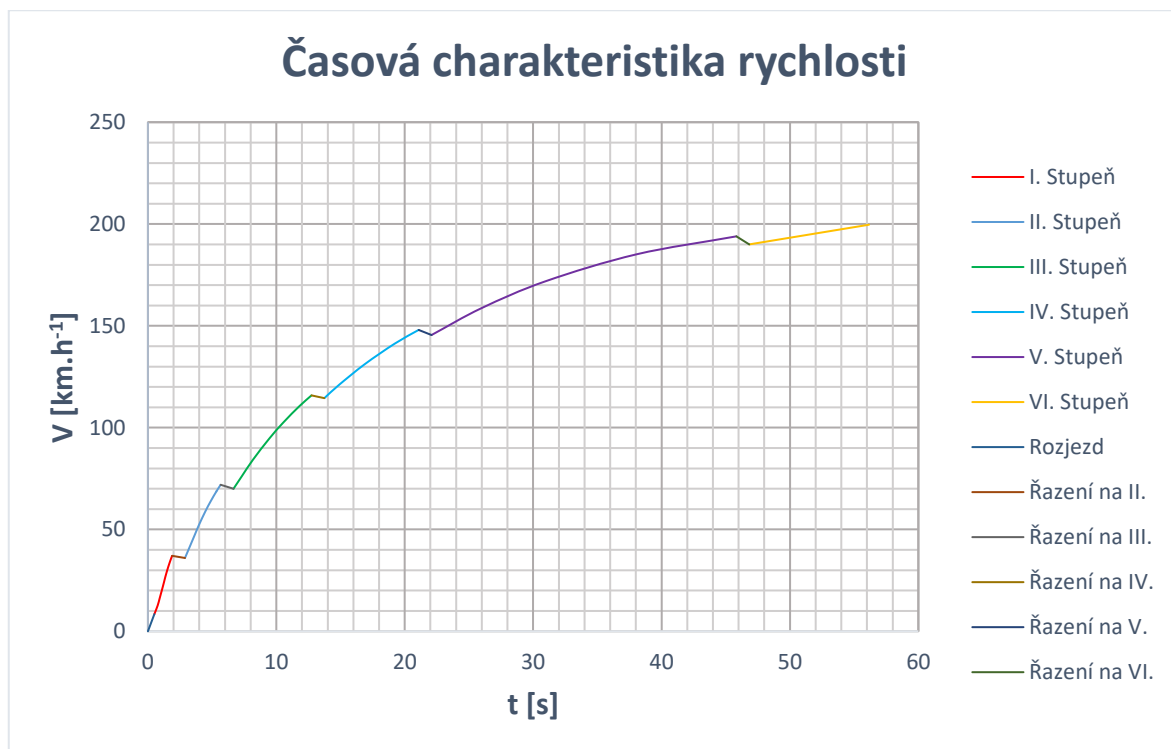
$$x = (v_2 \text{ výchozí} - v) * \frac{\frac{1}{a'} - \frac{1}{a}}{v' - v} = 0,006 * \frac{0,0251}{1,817} = 7,93 * 10^{-5} \quad (3.21)$$

$$\frac{1}{a_2 \text{ výchozí}} = \frac{1}{a} + x = 0,2278 + 7,93 * 10^{-5} = 0,2279 [s^2 * m^{-1}] \quad (3.22)$$

Výpočet časové charakteristiky rychlosti pro II. rychlostní stupeň							
V ₂ [km.h ⁻¹]	v ₂ [m.s ⁻¹]	1/a ₂ [s ² .m ⁻¹]	S obdelníku [mm ²]	S trojúhelníku [mm ²]	S celkem [mm ²]	Δt [s]	t [s]
36,000	10,000	0,2279					2,885
42,521	11,811	0,2557	463,139	-25,142	437,997	0,438	3,323
47,427	13,174	0,2278	310,514	18,970	329,484	0,329	3,652
52,334	14,537	0,2530	344,769	-17,128	327,641	0,328	3,980
58,875	16,354	0,2873	522,024	-31,166	490,858	0,491	4,471
63,782	17,717	0,3137	427,470	-17,976	409,494	0,409	4,880
68,688	19,080	0,3467	472,495	-22,513	449,982	0,450	5,330
71,959	19,989	0,3859	350,639	-17,821	332,818	0,333	5,663
				Doba řazení	t _r	1	6,663
						1 s = 1000 mm ²	

Tabulka 16 Výpočet časové charakteristiky rychlosti pro 2. rychlostní stupeň

Všechny výpočty musím provést pro všechny převodové stupně vozidla. S pomocí vypočítaných hodnot poté mohu sestavit časovou charakteristiku rychlosti V(t).



Graf 9 Časová charakteristika rychlosti

3.9 Časová charakteristika dráhy

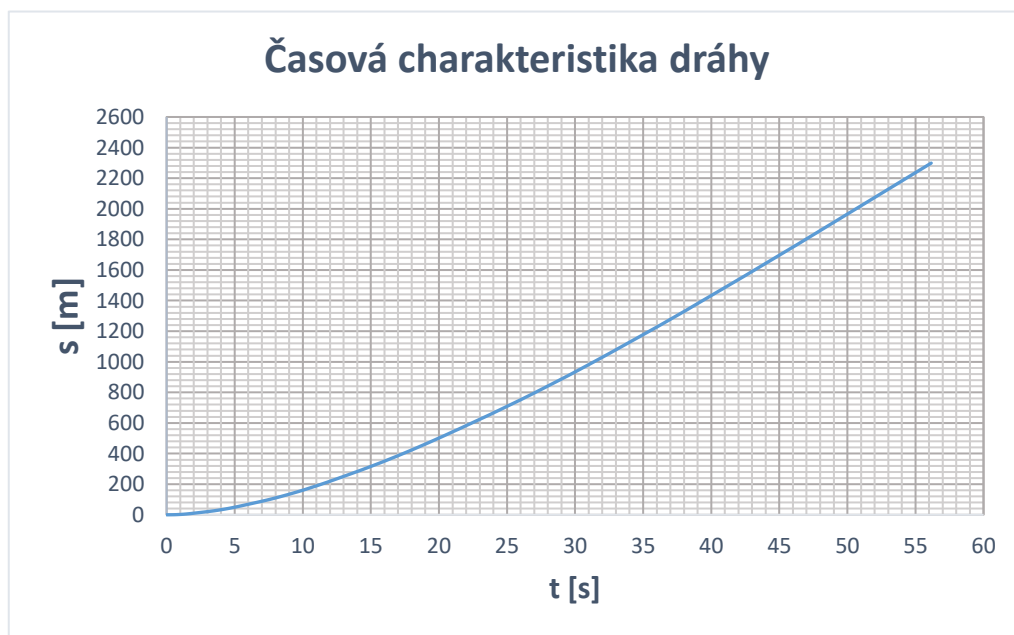
Pro vytvoření závislosti dráhy na čase $s(t)$ budu postupovat obdobným způsobem jako v podkapitolách 3.7 a 3.8. Budu vycházet ze vztahu:

$$b = \frac{ds}{dt} \rightarrow ds = v * dt \rightarrow s_2 - s_1 = \int_{s_1}^{s_2} v * dt \quad (3.23)$$

Hodnoty závislosti dráhy na čase, včetně hodnot pro řazení, pro všechny převodové stupně, sestavím do společné tabulky a následně provedu opět integraci, výstupem budou tentokrát přírůstky dráhy v čase. Následně jsem s těmito hodnotami schopen sestavit časovou charakteristiku dráhy na čase.

	V_1 [km.h ⁻¹]	v_1 [m.s ⁻¹]	t [s]	S obdelníku [mm ²]	S trojúhelníku [mm ²]	S celkem [mm ²]	Δs [m]	s [m]
	0	0	0				0	0
	8,424	2,340	0,5	0	584,978	584,978	0,585	0,585
	12,636	3,510	0,8	598,256	149,564	747,821	0,748	1,333
	16,005	4,446	0,9	523,775	69,837	593,612	0,594	1,926
	18,532	5,148	1,0	485,455	38,325	523,780	0,524	2,450
	21,902	6,084	1,2	749,673	68,152	817,825	0,818	3,268
	24,429	6,786	1,3	628,658	36,269	664,927	0,665	3,933
	26,956	7,488	1,4	696,021	36,001	732,022	0,732	4,665
	30,325	8,424	1,5	1144,233	71,515	1215,748	1,216	5,881
	32,852	9,126	1,6	1067,287	44,470	1111,757	1,112	6,992
	35,379	9,828	1,8	1262,119	48,543	1310,662	1,311	8,303
	37,064	10,296	1,9	997,718	23,755	1021,473	1,021	9,325
II.	36,000	10,000	2,9	10295,616	-147,808	10147,808	10,148	19,472
	42,521	11,811	3,3	4379,973	396,696	4776,669	4,777	24,249
	47,427	13,174	3,7	3891,664	224,519	4116,183	4,116	28,365
	52,334	14,537	4,0	4316,434	223,264	4539,698	4,540	32,905
	58,875	16,354	4,5	7135,663	445,979	7581,642	7,582	40,487
	63,782	17,717	4,9	6696,967	279,040	6976,007	6,976	47,463
	68,688	19,080	5,3	7972,388	306,630	8279,018	8,279	55,742
	71,959	19,989	5,7	6350,151	151,194	6501,345	6,501	62,243
III.	70,000	19,444	6,7	19988,535	-272,045	19716,490	19,716	81,959
	76,354	21,209	7,3	13044,779	592,008	13636,787	13,637	95,596
	84,252	23,403	8,2	17921,169	926,957	18848,126	18,848	114,444
	94,784	26,329	9,5	30160,370	1885,023	32045,393	32,045	146,490
	102,682	28,523	10,6	28899,398	1204,142	30103,540	30,104	176,593
	110,581	30,717	11,8	35223,572	1354,753	36578,325	36,578	213,172
	115,847	32,180	12,7	28831,796	686,471	29518,268	29,518	242,690
IV.	114,500	31,806	13,7	32179,671	-187,058	31992,613	31,993	274,683
	121,091	33,636	14,9	36826,166	1059,881	37886,047	37,886	312,569
	131,182	36,439	16,9	66922,119	2788,422	69710,541	69,711	382,279
	141,273	39,242	19,2	85014,432	3269,786	88284,218	88,284	470,563
	148,000	41,111	21,1	73225,306	1743,460	74968,766	74,969	545,532
V.	145,500	40,417	22,1	41111,063	-347,198	40763,865	40,764	586,296
	158,693	44,081	26,0	157261,994	7129,929	164391,923	164,392	750,688
	171,918	47,755	31,0	220183,313	9174,305	229357,618	229,358	980,045
	185,142	51,428	38,1	338423,710	13016,297	351440,006	351,440	1331,485
	193,959	53,877	45,8	399589,842	9514,044	409103,886	409,104	1740,589
VI.	190,000	52,778	46,8	53877,365	-549,794	53327,571	53,328	1793,917
	199,667	55,463	56,2	492353,560	12525,769	504879,329	504,879	2298,796
						1 m = 1000 mm ²		

Tabulka 17 Výpočet charakteristiky dráhy na čase



Graf 20 Časová charakteristika dráhy

4. Zhodnocení a doporučení

Z dosažených výsledků mohu konstatovat, že během tvorby nedošlo k hrubým chybám ve výpočtech nebo k chybám během sestrojování jednotlivých charakteristik dynamiky vozidla. Vzhledem k mimořádné situaci nebylo možné provést validaci modelu za pomoci dat naměřených přímo na vybraném vozidle. Můžeme se však zaměřit na kalibraci samotného modelu s využitím citlivostní analýzy nastavení prvků, jejichž charakteristiky není možné přesně stanovit. U takových prvků došlo ke stanovení charakteristických dat na základě odborného odhadu, případně stanovením z literatury.

Citlivostní analýza vlivu doby řazení na dobu zrychlení vozidla

Prvek, na který se zaměřím je vliv doby řazení na dobu zrychlení vozidla z klidu na rychlost $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Výrobce vozidla uvádí u dané specifikace vozu dobu zrychlení 9,9 s. Z časové charakteristiky rychlosti modelu mého lze vyčíst, že při uvažované době řazení 1 vteřina je doba zrychlení rovna 10,2 s.

Zrychlení z 0 na $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		
Výpočet [-]	Doba řazení [s]	Doba zrychlení [s]
1	1,1	10,38
2	1	10,2
3	0,9	9,91
4	0,8	9,79
5	0,4	8,91
6	0,2	8,56

Tabulka 18 Vliv doby řazení na dobu zrychlení

Z analýzy můžeme pozorovat, že doba řazení jednotlivých rychlostních stupňů má nemalý vliv na zrychlení vozidla. Při snížení doby řazení o 0,1 vteřiny se doba zrychlení modelu blíží době udávané výrobcem v dané specifikaci vozidla. V rámci úvodní kalibrace modelu bych tedy volil dobu řazení 0,9 s. Doba řazení není jediným prvkem, který ovlivňuje dobu zrychlení vozidla. Součinitele rotačních hmot byly voleny dle odhadu doporučeného literaturou, pro další kalibraci modelu bych tedy postupoval zjištěním momentů setrvačnosti jednotlivých částí pohonného ústrojí, například za pomoci 3D modelovacích softwarů, které umožňují výpočet momentů setrvačnosti modelovaných částí. Dále doba do plného sepnutí spojky jsem zvolil pouze odhadem na 0,5 vteřiny ale pro analýzu rozjezdu vozidla nebylo možné v období práce na této práci získat dostatek dat.

5. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo za pomoci výpočetního softwaru vytvořit model popisující dynamické vlastnosti pohonného ústrojí vybraného vozidla Hyundai Tucson. Během práce se však vyskytly mimořádné okolnosti, které znemožnily použití softwaru zamýšleného pro vytvoření modelu a jako alternativa softwaru byl zvolen tabulkový procesor Microsoft Excel. Dále byla situací znemožněna přímá práce s vybraným vozidlem, tj. sběr dat a měření provozních veličin vybraného vozidla, které by byly následně použity ať už k tvorbě samotného modelu, tak k jeho následné validaci. Práce byla tedy přizpůsobena podmínkám mimořádné situace.

V úvodní části práce byla uvedena pohybová rovnice silničního vozidla a popsány vybrané charakteristiky spalovacích motorů a převodovek. Následovala kapitola popisující vozidlové komponenty vztahující se ke koncepci vybraného vozidla. Dále bylo představeno vybrané vozidlo pro tuto práci a jeho specifikace spolu se základním popisem funkčnosti technologie Mild Hybrid a byla uvedena vstupní data důležitá pro výpočty dynamiky vozidla. Kapitola 3 popisovala samotnou tvorbu výpočetního modelu, jehož výstupy byly charakteristiky dynamických vlastností vybraného vozidla. V kapitole 4 byla provedena citlivostní analýza, ve které byl zkoumán vliv doby řazení na dobu zrychlení vozidla a uvedeny příklady dalšího postupu v případě kalibrace a další práce s vytvořeným modelem.

Poděkování

Závěrem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Michalu Richtářovi, Ph.D. za poskytnuté materiály, cenné rady a připomínky během řešení této práce. Dík rovněž patří i mé rodině za podporu a pomoc během studia.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *Obrázek*: <https://www.semanticscholar.org/paper/Vehicle-Target-Recognition-System-Based-on-Fuzzy-Cheng-Liu/e721ee2eba7e0c07a1b0f541ebbbefa4885ec6e6>
- [2] *Obrázek*: https://cartype.com/pages/5586/audi_tt_rs_coupe__2012
- [3] *Obrázek*: <https://www.corvetteforum.com/articles/corvette-clutch-kits-guide-productreview/>
- [4] *Obrázek*: <https://memim.com/manual-transmission.html>
- [5] *Obrázek*: <https://www.indiamart.com/proddetail/car-drive-shaft-16855304297.html>
- [6] RICHTÁŘ, Michal, Jakub ŠMIRAUS a Pavel DRESLER. *Stavba silničních vozidel*. Ostrava, 2017. ISBN 978-80-248-3264-7.
- [7] *Obrázek*: <https://www.torque.com.sg/features/what-is-a-limited-slip-differential/>
- [8] *Obrázek*: <https://www.extremetech.com/extreme/209812-how-bmw-weaves-bakes-and-builds-the-carbon-fiber-7-series>
- [9] Matějka, R. *Vozidla silniční dopravy I*, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7.
- [10] *Obrázek*: <https://www.pneu360.cz/pneumatiky/pirelli-scorpion-winter-235/65-r17-104h-tl-v46000>
- [11] JANALÍK, Jaroslav. *Obtékání a odpor těles*. Ostrava: Editační středisko VŠB - TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1911-2.
- [12] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 1. vyd. 434 s. ISBN 80-238-5273-6
- [13] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4
- [14] *Obrázek*: <https://cs.aston-martin-club.com/clanek/vykon-versus-tocivy-moment-327>
- [15] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2000. ISBN 80-234-6473-0.
- [16] *Integrated Starter-Generators for Automotive Applications* [online]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/228585887_Integrated_Starter-Generators_for_Automotive_Applications [cit. 2020-01-03]
- [17] *Obrázek*: https://images.thecarconnection.com/med/2012-honda-civic-hybrid_100349255_m.jpg
- [18] *Čo je batéria alebo akumulátor* [online]. Dostupné z: <http://www.batback.sk/kontakt/18> [cit. 2019-20-12]

- [19] <https://www.guideautoweb.com/en/articles/48337/2019-hyundai-tucson-staying-in-the-game/>
- [20] https://www.automobile-catalog.com/curve/2019/2762030/hyundai_tucson_2_0_crdi_185_4wd.html
- [21] *Jak funguje 48V mild-hybrid v Hyundai Tucson* [online]. Dostupné z: <https://autobible.euro.cz/funguje-48v-mild-hybrid-hyundai-tucson/> [cit. 2020-13-05]
- [22] <https://www.lehanemotors.ie/pages/news/local-article/understanding-hybrid>
- [23] https://www.hyundai.news/fileadmin/eu/press-kits/2018_tucson/hyundai_tucson_technical_specifications.pdf

Seznam příloh

Příloha A – Výpočet dynamiky Hyundai Tucson (Microsoft Excel)